



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Институт новых материалов
и технологий**

**А. А. МАРКИНА
В. В. ДАВЫДОВА**

ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

А. А. Маркина, В. В. Давыдова

Теория движения колесных машин

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся
по направлениям подготовки:

23.03.02 — Наземные транспортно-технологические комплексы;

23.03.03 — Эксплуатация транспортно-технологических
комплексов и машин;

23.05.02 — Транспортные средства специального назначения

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2021

УДК 531.3:629.33(075.8)

ББК 22.21я73+39.3я73

М26

Рецензенты:

канд. техн. наук, доц. *С. В. Ляхов* (завкафедрой «Автомобилестроение» ФГБОУ ВО «Уральский государственный лесотехнический университет»);
д-р техн. наук, проф. *Б. Л. Охотников* (кафедра «Технология металлов и ремонта машин» ФГБОУ ВО «Уральский государственный аграрный университет»)

На обложке использовано изображение с сайта https://www.caricos.com/cars/p/porsche/2014_porsche_cayman

Маркина, А. А.

М26 Теория движения колесных машин : учебное пособие / А. А. Маркина, В. В. Давыдова ; М-во науки и высш. образования РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2021. — 216 с.

ISBN 978-5-7996-3263-2

Теория движения автомобиля составляет научную основу функционального проектирования. Ее методология нацелена на определение оптимальных параметров автомобиля, обеспечивающих высокую эффективность выполнения транспортных работ и безопасность движения, комфортные условия для водителя и пассажиров.

Пособие предназначено для студентов всех форм обучения и содержит как теоретический материал, так и методические указания к выполнению курсовой и практических работ, материалы для самостоятельной работы.

Рис. 87. Табл. 12. Прил. 3.

УДК 531.3:629.33(075.8)

ББК 22.21я73+39.3я73

ISBN 978-5-7996-3263-2

© Уральский федеральный
университет, 2021

Оглавление

Предисловие	5
Введение	7
1. Основы теории колесного движителя	9
1.1. Режимы качения автомобильного колеса.....	11
1.2. Сцепление и деформация колеса	14
1.3. Радиус колеса	20
1.4. Сопротивление качению колеса	25
1.5. Факторы, влияющие на коэффициент сопротивления качению	30
1.6. Понятие коэффициента сцепления	37
Задания для самостоятельной работы к главе 1	43
2. Внешние воздействия на автомобиль при прямолинейном движении	45
2.1. Схема внешних воздействий на автомобиль	45
2.2. Силы внешнего сопротивления движению автомобиля	46
2.3. Аэродинамическое сопротивление	50
2.4. Нормальные реакции и перераспределение нормальных реакций	54
Задания для самостоятельной работы к главе 2	57
3. Определение основных параметров автомобиля	58
3.1. Массогабаритные параметры	59
3.2. Определение потребной мощности и характеристик двигателя	67
3.3. КПД и структура трансмиссии.....	76
3.4. Определение передаточных чисел механической трансмиссии	81
Задания для самостоятельной работы к главе 3	90
4. Тягово-скоростные свойства автомобиля	92
4.1. Оценочные показатели тягово-скоростных свойств.....	92
4.2. Тягово-динамическая характеристика автомобиля	96
4.3. Мощностной баланс и мощностная диаграмма автомобиля	102
4.4. Характеристики разгона автомобиля.....	105
4.5. Преодоление подъемов.....	109
Задания для самостоятельной работы к главе 4	110

5. Топливная экономичность	112
5.1. Оценочные показатели топливной экономичности	112
5.2. Построение топливной характеристики установившегося движения и топливно-экономической характеристики	116
Задания для самостоятельной работы к главе 5	121
6. Тормозные свойства	123
6.1. Оценочные показатели тормозных свойств	123
6.2. Тормозная диаграмма	128
Задания для самостоятельной работы к главе 6	131
7. Кинематика криволинейного движения	132
7.1. Основные понятия криволинейного движения	132
7.2. Боковой увод колес	142
7.3. Влияние кинематики подвески на параметры криволинейного движения	147
7.4. Определение боковых и нормальных реакций при криволинейном движении	155
Задания для самостоятельной работы к главе 7	161
8. Устойчивость и управляемость	163
8.1. Оценочные показатели устойчивости	163
8.2. Поворачиваемость автомобиля и занос мостов	166
8.3. Поперечная устойчивость автомобиля	170
8.4. Стабилизация рулевого управления	175
8.5. Оценочные показатели управляемости	178
8.6. Траекторная управляемость	180
8.7. Маневренность	181
Задания для самостоятельной работы к главе 8	183
9. Плавность хода	184
9.1. Оценочные показатели плавности хода	184
9.2. Влияние вибраций на человека	186
9.3. Параметры виброзащитной системы автомобиля	187
9.4. Упругая характеристика подвески	192
Задания для самостоятельной работы к главе 9	194
Список библиографических ссылок	196
Ответы на задания для самостоятельной работы	200
Приложение 1	201
Приложение 2	203
Приложение 3	207

Предисловие

Учебное пособие подготовлено сотрудниками кафедры «Подъемно-транспортные машины и роботы» Института новых материалов и технологий ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина» для обеспечения образовательного процесса студентов направлений 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и 23.05.02 «Транспортные средства специального назначения».

Материал в книге изложен в порядке, обеспечивающем постепенное включение читающего в процесс изучения теории движения автомобиля. Предварительно изучив свойства колесного движителя и силы, действующие на движущийся автомобиль, читатель переходит непосредственно к изучению эксплуатационных свойств колесных машин и вопросов функционального проектирования.

На первом этапе, в зависимости от назначения транспортного средства, определяются требования к его двигателю и трансмиссии, в том числе мощность, крутящий момент, передаточные числа и количество ступеней КПП, тип привода. Далее результаты предварительного расчета оцениваются с точки зрения тягово-скоростных свойств и топливной экономичности.

Помимо способности двигаться, автомобиль должен эффективно тормозить. Этот процесс описан в шестой главе пособия. Затем, изучив кинематику криволинейного движения, студент определит способность разрабатываемого транспортного средства двигаться по заданной водителем траектории в главе «Устойчивость и управляемость». Завершается основной текст пособия главой о плавности хода.

В конце каждой главы приведены задания для самостоятельной работы, позволяющие студенту получить практические навыки и умения работы с приведенным теоретическим материалом*. Для самосто-

* Задачи подобраны из книг авторов В. А. Умняшкин, Н. М. Филькин, Р. С. Музафаров, И. Ф. Дьяков, Г. В. Зимелев, А. Ф. Машенко, В. И. Медведков и сгруппированы по тематическим разделам.

ятельной проверки студент может воспользоваться ответами к заданиям, приведенным в конце работы (см. с. 200).

В дополнение к теоретическому материалу в приложениях пособия содержатся рекомендации к выполнению курсовой работы, которая является частью дисциплины «Теория движения автомобиля» для студентов, обучающихся в УрФУ по направлениям 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и 23.05.02 «Транспортные средства специального назначения». В прил. 1 приводится пример необходимых для выполнения курсовой работы исходных данных. В прил. 2 и 3 приведены общие рекомендации к оформлению, содержанию и порядку выполнения курсовой работы.

Введение

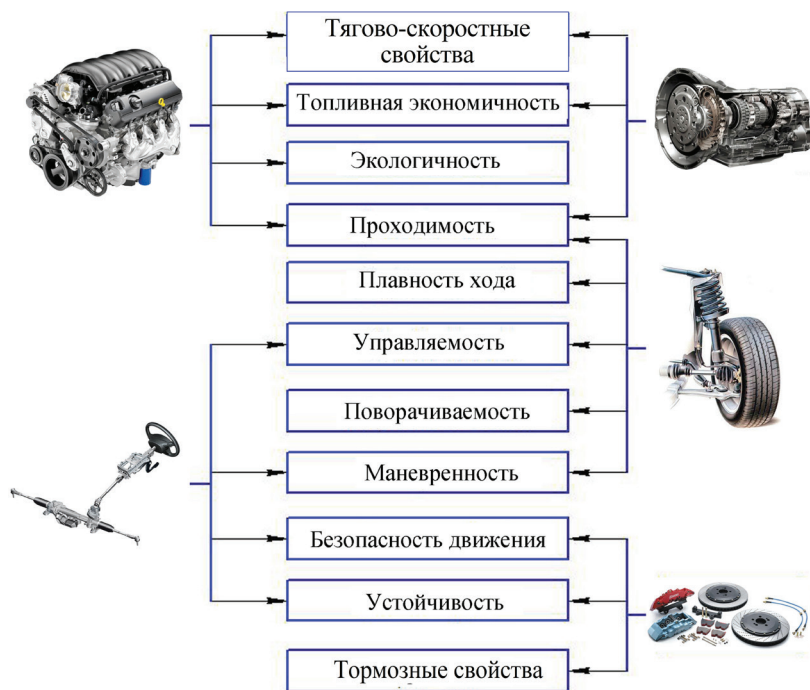
Основными задачами автомобилестроения являются повышение надежности и безопасности автомобилей, сокращение трудоемкости технического обслуживания, повышение топливной экономичности и экологичности транспортных средств. При функциональном проектировании автотранспортных средств одной из ключевых задач является определение физики процессов движения и управления автомобилем, взаимодействия с внешней средой, изучение характеристик его механизмов и систем. Исследованием и описанием данных процессов занимается *теория автомобиля* — «...наука о его функциональных свойствах, о зависимостях этих свойств от конструктивных параметров автомобиля, о закономерностях движения автомобиля, об эффективных и безопасных режимах движения в заданных условиях» [1].

Выполнение автомобилем транспортной работы: перевозки грузов и пассажиров — определяется его эксплуатационными свойствами, характеризующими способность автомобиля к выполнению определенных функций или работ. Эксплуатационные свойства непосредственно связаны с конструкцией узлов и систем автомобиля, поэтому на начальном этапе проектирования особое внимание уделяют анализу конструктивных решений и их влиянию на показатели эксплуатационных свойств. Не меньшее влияние на показатели эксплуатационных свойств оказывает техническое состояние автомобиля, поэтому техническое обслуживание и эксплуатация должны разрабатываться с учетом обеспечения определенного уровня показателей эксплуатационных свойств, обеспечивающих наиболее эффективное использование автомобиля.

Эксплуатационные свойства автомобиля можно разделить на свойства, связанные с движением, и свойства надежности, к которым относят безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость. В теории автомобиля рассматривают эксплуатационные свойства, связанные с движением, к основным относятся тягово-скоростные, топливная экономичность, тормозные свойства, управляемость и маневренность, устойчивость, проходимость, плавность хода.

Эксплуатационные свойства, связанные с движением, предъявляют специфические требования к отдельным системам и узлам (рис. 1.1) [2].

Помимо эксплуатационных свойств автомобиля, которые имеют первостепенное значение для технических специалистов при проектировании и эксплуатации, выделяют группу потребительских свойств автомобиля, которые играют ключевую роль для покупателей. Потребительские свойства, как правило, являются комплексными, например: безопасность, эргономичность, эстетическая привлекательность, качество сборки автомобиля.



Связь эксплуатационных свойств с системами и агрегатами автомобиля

Многие потребительские свойства автомобилей обусловлены эксплуатационными свойствами и конструктивными особенностями, но не дублируют их полностью, что также необходимо учитывать при проектировании автотранспортных средств.

В данной работе приводится описание основных эксплуатационных свойств автомобиля, связанных с движением, методики их расчета, описание характеристик и взаимосвязей эксплуатационных свойств и конструктивных параметров автомобиля.

1. Основы теории колесного движителя

Взаимодействие автомобиля с опорной поверхностью дороги происходит посредством *двигателя*. Существуют различные типы двигателей: колесный, гусеничный, шнековый, шагающий и др. На автомобилях применяется преимущественно *колесный двигатель*, представляющий собой систему колес с эластичными пневматическими шинами. Использование пневматических шин имеет ряд особенностей, которые оказывают значительное влияние на поведение транспортного средства, в связи с чем перед изучением теории движения колесной машины необходимо рассмотреть основные положения теории колесного двигателя.

Автомобильные колеса выполняют две основных функции:

- поддерживают вес автомобиля, обмениваясь вертикальными силами с поверхностью дороги;
- воспринимают продольные и боковые воздействия, вызванные неровностями опорной поверхности, которые способствуют перемещению транспортного средства и могут изменять его траекторию.

Выполнить первую функцию можно с помощью жестких колес, имевших место на первых транспортных средствах, однако с увеличением скорости способность воспринимать боковые и продольные силы становится все более важным параметром, поэтому на смену жестким колесам пришли колеса с эластичными шинами.

Основная функция пневматических шин заключается в распределении вертикальной нагрузки по поверхности, называемой пятном контакта колеса с дорогой, которое должно быть достаточно большим, чтобы амортизировать неровности дороги. Крайне важно, чтобы эластичность шины в разных направлениях была распределена особым образом, например на радиальных шинах вертикальная деформация выше из-за большей эластичности боковых участков шины, а окружная деформация меньше за счет направления нитей корда. Значительную роль в поведении шины на дороге играет ее протектор, в основном изготавливаемый из вулканизированной резины. Он создает

поверхность контакта с дорогой и определяет трение на границе раздела шины и грунта.

В общем случае в процессе движения на колесо действуют силы и моменты вдоль осей X' , Y' , Z' (рис. 1.1). Точкой отсчета данной системы координат является центр пятна контакта, определяемый как теоретическая точка контакта между продольной плоскостью недеформированной шины и землей; ось X' представляет собой пересечение этой плоскости с опорной поверхностью, и ее положительное направление совпадает со скоростью транспортного средства. Ось Z' перпендикулярна опорной поверхности, и как следствие, ось Y' лежит в плоскости опорной поверхности и указывает направо.

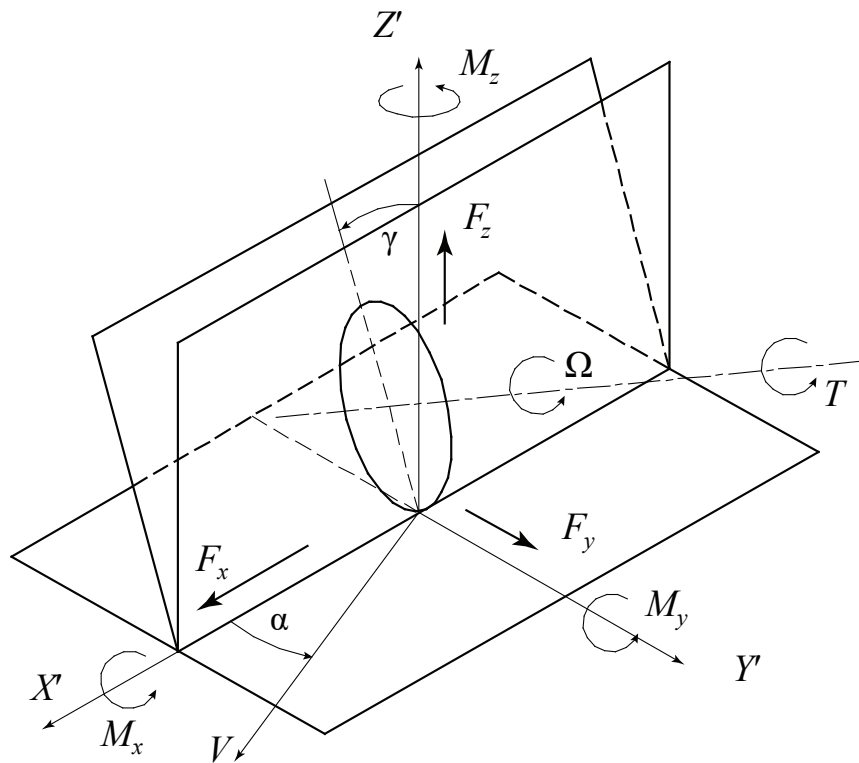


Рис. 1.1. Система координат, используемая для описания движения колеса

Результирующая сила, действующая на колесо, может быть разложена на составляющие: продольная сила F_x , действующая вдоль оси X' , боковая сила F_y , действующая вдоль оси Y' , нормальная сила F_z , действующая вдоль оси Z' . Суммарный момент, действующий на колесо,

также может быть разложен на три компонента: опрокидывающий момент M_x , момент сопротивления качению M_y и стабилизирующий момент M_z . Крутящий момент T колеса направлен вокруг оси вращения шины.

Рассмотрим возможные режимы качения автомобильного колеса, а также систему сил и моментов, действующих в каждом из этих режимов.

1.1. Режимы качения автомобильного колеса

Как было отмечено ранее, при движении на автомобильное колесо действует сложная система сил и моментов, обусловленная как влиянием внешней среды, так и факторами, воздействующими со стороны механизмов автомобиля. С одной стороны, в силу эластичных свойств шин при взаимодействии с опорной поверхностью происходит ее деформация в различных направлениях. С другой стороны, опорная поверхность также деформируется. Из соотношения деформации шины и грунта выделяют следующие модели движения колеса (рис. 1.2):

- деформируемое колесо по недеформируемой поверхности, когда деформация грунта много раз меньше деформации колеса (модель применима при качении колеса по асфальтовым и бетонным дорогам);
- недеформируемое колесо по деформируемой поверхности, когда деформация грунта значительно превышает деформацию шины (характерно при движении по рыхлому снегу или сыпучему песку, по болотистой местности);
- деформируемое колесо по деформируемой поверхности. Учитывать одновременную деформацию колеса и дороги необходимо в том случае, если величина этих деформаций соизмерима.

Применение данной модели значительно усложняет расчеты, однако особенности, связанные с деформацией грунта, будут приведены в конце данной подглавы для ознакомления с основными положениями данной теории.

В зависимости от действующих на колесо силовых факторов оно может совершать прямолинейное или криволинейное движение (при наличии боковой силы F_y).

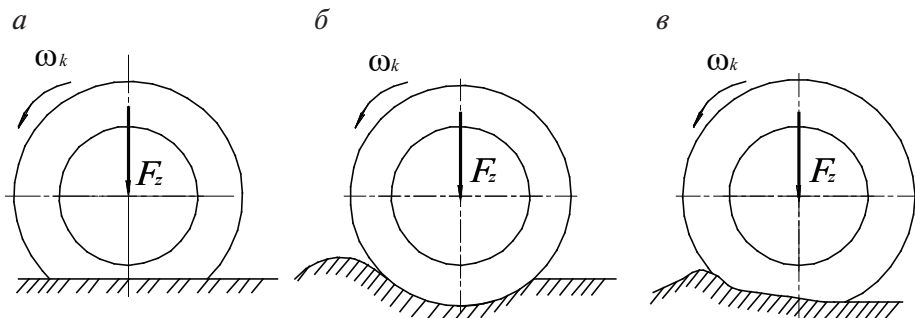


Рис. 1.2. Модели движения колеса по опорной поверхности дороги:

a — деформируемое колесо по недеформируемой дороге; *б* — недеформируемое колесо по деформируемой дороге; *в* — деформируемое колесо по деформируемой дороге

Такие эксплуатационные свойства, как тягово-скоростные, топливная экономичность, тормозные свойства, плавность хода, рассматривают при прямолинейном движении колеса. Если не принимать во внимание развал и сходжение колес, можно считать, что колеса совершают плоскопараллельное движение. Особенности криволинейного движения колеса будут рассмотрены отдельно в главе 7 «Кинематика криволинейного движения».

Рассмотрим прямолинейное движение колеса в плоскости xOz , заменим действие механизмов автомобиля и опорной поверхности дороги реакциями (рис. 1.3).

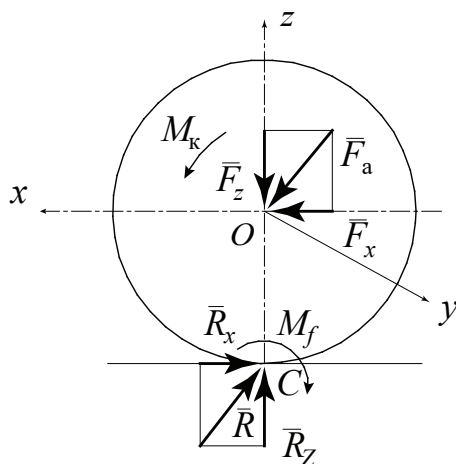


Рис. 1.3. Система сил и моментов, действующих на колесо при прямолинейном движении

Воздействие автомобиля на колесо выражено силой F_a и крутящим моментом M_k . Сила, действующая со стороны автомобиля на колесо, раскладывается на две составляющие: нормальная сила F_z — вес автомобиля, приходящийся на колесо; продольная сила F_x . Действие опорной поверхности на колесо при плоском движении выражено реакцией R , которая раскладывается на продольную R_x и нормальную R_z составляющие, и моментом сопротивления качению M_f . Нормальная сила F_z и нормальная реакция R_z не меняют своего направления, также момент сопротивления качению всегда направлен против направления вращения колеса ω_k .

Характер и направление сил и моментов, одновременно действующих на колесо, определяют режим качения колеса. В теории колесного движителя выделяют следующие режимы качения:

- *ведомый* (рис. 1.4, а) — режим, при котором к колесу не подводится крутящий момент от двигателя, а движение колеса происходит за счет продольной силы F_x , являющейся в данном случае толкающей силой. Таким образом, в ведомом режиме автомобиль толкает колеса через направляющие устройства подвески, продольная реакция опорной поверхности дороги при этом направлена противоположно вектору линейной скорости колеса v_k . Данный режим характерен для не приводных колес автомобиля, то есть колес, не связанных с трансмиссией;
- *ведущий* (рис. 1.4, б) — режим, соответствующий колесам, приводимым в движение от двигателя внутреннего сгорания через трансмиссию крутящим моментом M_k , вектор которого совпадает по направлению с вектором угловой скорости ω_k . Энергия, подводимая к колесу в ведущем режиме, расходуется на преодоление сил сопротивления качению и сопротивления со стороны корпуса автомобиля;
- *свободный* (рис. 1.4, в) — режим, при котором корпус автомобиля не воздействует на колесо, при этом к колесу подводится крутящий момент от двигателя M_k , энергия затрачивается только на компенсацию собственных потерь на качение;
- *нейтральный* (рис. 1.4, г) — режим, при котором колесо не выполняет полезной работы и приводится в движение одновременно моментом M_k и толкающей силой F_x ;

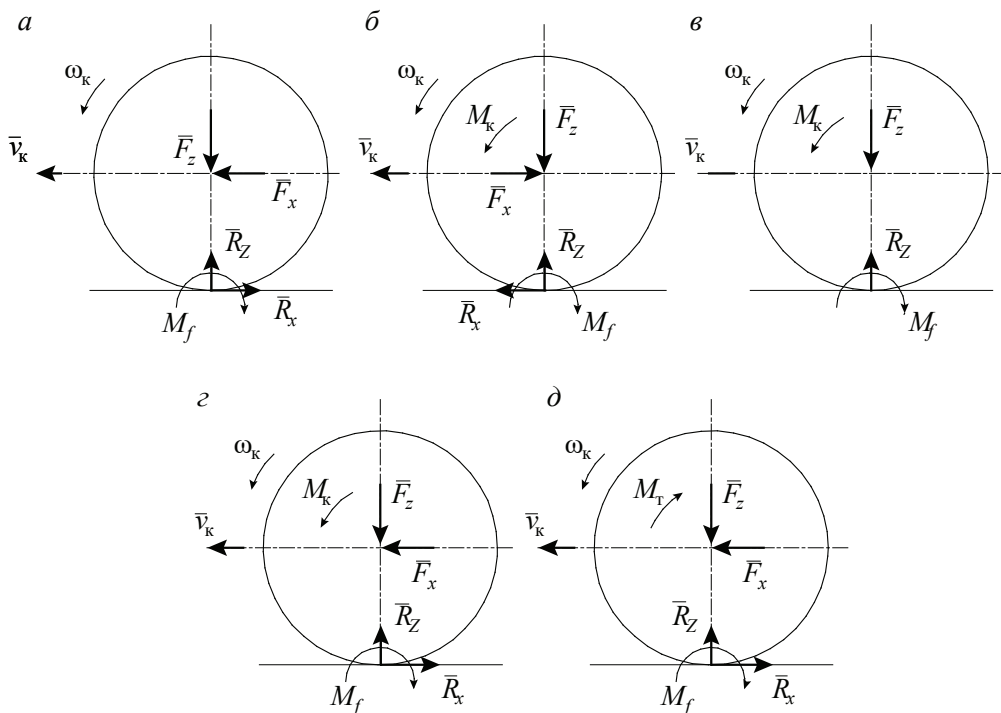


Рис. 1.4. Режимы качения колеса:

а — ведомый; *б* — ведущий; *в* — свободный; *г* — нейтральный; *д* — тормозной

- *тормозной* (рис. 1.4, *д*) — режим характерный для процесса торможения. В данном режиме на колесо действует тормозной момент M_t , направленный противоположно угловой скорости колеса ω_k , со стороны механизмов тормозной системы крутящий момент не подводится. Продольная сила F_x сонаправлена с вектором линейной скорости колеса v_k . Таким образом, тормозные механизмы поглощают энергию, сообщаемую колесу корпусом автомобиля.

1.2. Сцепление и деформация колеса

Сцепление колеса с дорогой является результатом физических явлений, которые позволяют отдельным участкам шины, нагруженной нормальной силой, оставаться неподвижными в пятне контакта, ока-

зывая сопротивление продольным и боковым реакциям опорной поверхности. Сцепление колеса с дорогой связано с двумя физическими явлениями межмолекулярной адгезией и локальными участками деформации шины.

При межмолекулярной адгезии молекулы резины и грунта притягиваются друг к другу на расстоянии в диапазоне $0,001-0,01$ мкм. Однако примеси, присутствующие между двумя контактными поверхностями, ограничивают явление адгезии до определенного количества элементарных участков на обеих поверхностях, между которыми будут действовать силы сцепления. Продольная сила, приложенная к данным участкам шины, будет уравниваться элементарными силами сцепления.

Сила сцепления будет действовать до тех пор, пока между адгезионными участками не будет достигнуто определенное расстояние, а затем станет равной нулю, поскольку расстояние превышает определенное значение. Когда межмолекулярная адгезия разрушается, молекулярные слои мгновенно освобождаются от напряжения. Из-за внутреннего демпфирования материала в результате данного процесса рассеивается определенное количество энергии, которое при смещении шины относительно грунта приведет к появлению реакции, противодействующей этому смещению. Поэтому сила сцепления колеса с опорной поверхностью зависит от следующих параметров:

- поверхностной энергии контактирующих материалов;
- демпфирующих свойств резины, зависящих от температуры и относительной скорости;
- деформации контактирующих поверхностей.

В отличие от адгезии, которая проявляется у ровных поверхностей, локальные деформации вызваны неровностями дороги. Так, если мы поместим образец резины на идеально смазанную, но шероховатую поверхность, у нас будут области, в которых резина деформируется, а затем теряет свою деформацию. В итоге механическая работа, рассеиваемая демпфированием, приведет к появлению сил в плоскости пятна контакта.

Кроме того, трение и демпфирование при взаимодействии шины с опорной поверхностью связаны друг с другом. Сила сцепления составляет около 70 % от общей силы трения, когда колесо находится на сухой асфальтированной дороге. Однако на влажной дороге физические процессы взаимодействия колеса с дорогой изменяются:

- присутствует слой воды достаточной толщины, чтобы создать постоянный водяной клин между шиной и грунтом (аквапланирование); в этом случае адгезия и локальные деформации не возникают, а продольные реакции определяются согласно теории смазки;
- толщина водяного слоя недостаточна для распространения по всему пятну контакта, но достаточна для предотвращения явления адгезии между резиной и грунтом. В этом случае на неровностях грунта возникают локальные деформации и приводят к появлению продольных реакций;
- если вода полностью удаляется из зоны пятна контакта, то эффекта аквапланирования не наступает, поведение шины соответствует поведению на сухом грунте.

На мокрых дорогах уже при толщине водной пленки 0,2 мм начинается заметное снижение сцепления колеса с дорогой. С увеличением толщины водяной пленки на части контактной поверхности шины начинает действовать подъемная гидродинамическая сила. Сцепление на мокрой поверхности снижается пропорционально скорости движения колеса: чем выше скорость, тем меньше площадок находятся в сцеплении с дорогой. Скорость, при которой водяной слой распространяется на всю площадь контакта, называется **скоростью аквапланирования**. Склонность к аквапланированию зависит не только от толщины водной пленки и скорости автомобиля, но и от параметров шины: рисунок протектора, степень износа шины, давление в зоне контакта колеса с дорогой, ширина профиля шины.

Поскольку при возникновении эффекта аквапланирования продольные и боковые реакции в плоскости пятна контакта колеса с дорогой не возникают, в силу отсутствия сцепления управление автомобилем и торможение становятся невозможными.

Пневматическая шина подвержена деформациям по трем направлениям: выделяют *радиальную* (вдоль оси Z), *окружную* (вокруг оси Y) и *боковую* деформацию (вдоль оси Y). Действующая на шину нормальная нагрузка приводит к ее радиальной деформации, вследствие чего в области контакта колеса и дороги образуется плоская область, площадь которой характеризует способность шины сопротивляться нормальной нагрузке на колесо. Без внутреннего давления жесткости шины было бы недостаточно для практического использования, однако избыточное давление приводит к уменьшению пятна контакта и снижению демпфирующих свойств шины.

При качении колеса по твердому грунту ранее деформированные участки пятна контакта должны вернуться к своей нормальной форме, в то время как набегающие участки шины должны быть деформированы, чтобы противостоять нормальной нагрузке на колесо.

Такой процесс подразумевает рассеивание энергии из-за демпфирующих свойств резины, которые обусловлены не только внутренним демпфированием материала, но и относительным смещением и трением между слоями корда и резины, чтобы обеспечить локальную деформацию изгиба.

При воздействии на катящееся колесо продольных сил происходит его окружная деформация. Для того чтобы более подробно рассмотреть данное явление, используем следующую модель (рис. 1.5): заменим шину конечным числом пружин, эластичных в вертикальном и продольном направлении, на вершинах которых закреплена резиновая лента.

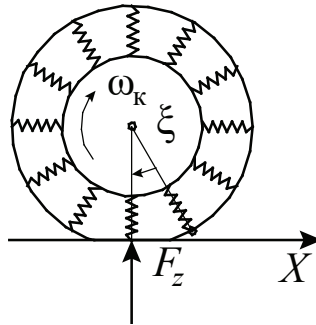


Рис. 1.5. Модель шины для рассмотрения окружной деформации

Пружины установлены с одинаковым угловым смещением ξ , при этом с опорной поверхностью дороги в каждый момент времени контактирует только одна пружина. Вершины пружин могут свободно перемещаться пропорционально приложенной к ним силе без связи с остальными пружинами. При приложении вертикальной нагрузки пружина, находящаяся в контакте с опорной поверхностью, получит радиальную деформацию, а радиус колеса станет меньше, чем он был без нагрузки.

Пятно контакта имеет форму близкую к эллипсу (рис. 1.6), вытянутому вдоль продольной плоскости вращения колеса. Радиальную деформацию шины под действием нормальной нагрузки F_z называют **нормальным прогибом шины** h_z .

Нормальный прогиб шины обратно пропорционален давлению в шине и увеличивается пропорционально возрастанию нормальной нагрузки. Зависимость нормального прогиба шины от нормальной нагрузки и давления в шине определяется эмпирически.

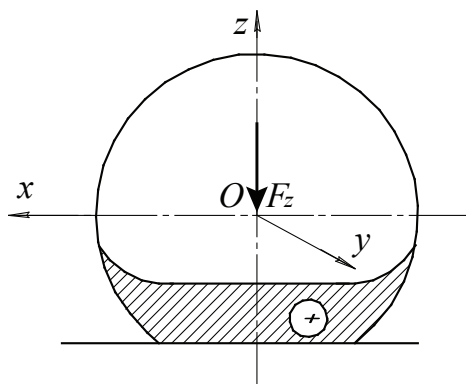


Рис. 1.6. Эпюра деформаций сжатия, вызванных действием нормальной нагрузки

Приложим к рассматриваемой модели продольную силу F_x в направлении движения колеса (рис. 1.7, б) или в направлении торможения (рис. 1.7, в); согласно предложенной модели угловая деформация ζ , пропорциональная приложенному усилию, приложена к пружине, контактирующей с опорной поверхностью.

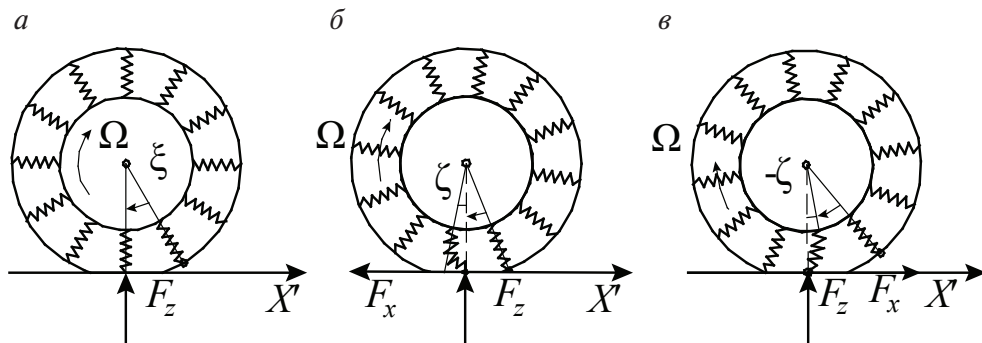


Рис. 1.7. Влияние продольной силы F_x на деформацию шины:

a — действие продольной силы отсутствует; *б* — направление действия продольной силы совпадает с направлением движения колеса; *в* — направление действия продольной силы противоположно направлению движения колеса

Каждая пружина при выходе из пятна контакта возвращается в недеформированное положение, а новая пружина принимает

угловое смещение ξ , называемое **углом закрутки**, — угловое смещение точки обода колеса вокруг оси вращения колеса относительно неподвижной в контакте точки шины в результате приращения крутящего момента, измеренное в плоскости вращения колеса. В таком случае к начальной скорости шины ω_k будет добавлена новая скорость деформации, равная отношению угловой деформации ξ ко времени ξ/Ω , необходимому для приведения следующей пружины в контакт с землей. С одной стороны, под действием движущей силы колесо должно вращаться быстрее, чем в ведомом режиме. С другой стороны, если колесо тормозит, оно должно вращаться медленнее, чем в ведомом режиме.

Изменение скорости должно быть пропорционально приложенной продольной силе, и называется **скоростью упругого скольжения**.

Под действием продольной силы, которая в результате действия на колесо крутящего или тормозного моментов имеет наибольшее значение в ведущем и тормозном режиме, набегающие элементы шины подвержены сжатию, а сбегающие — растяжению. Эпюра окружной деформации шины показана на рис. 1.8. Помимо того, элементы шины, находящиеся в контакте с дорогой, также нагружены неодинаково и неравномерно. В результате на контактной поверхности шины возникают касательные напряжения, которые уравниваются силами сцепления.

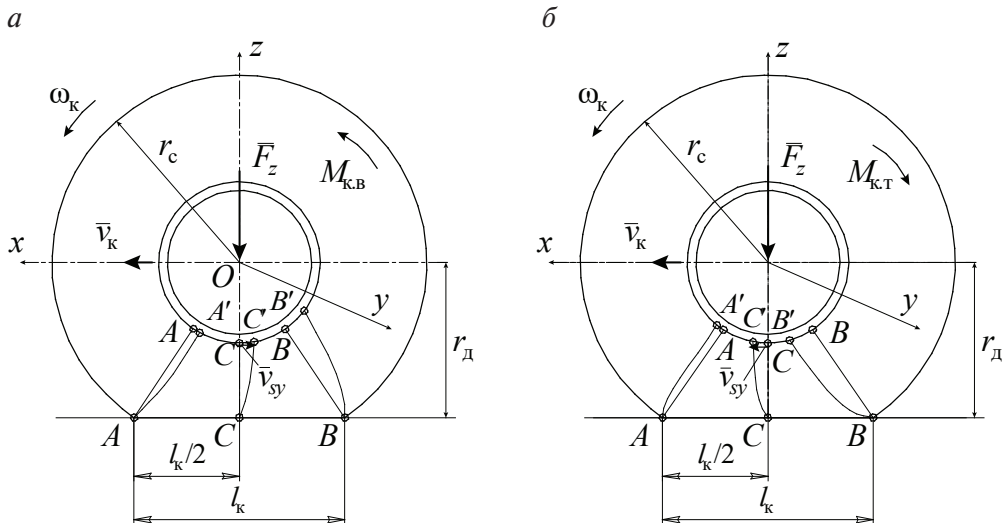


Рис. 1.8. Явление упругого скольжения в ведущем (а) и тормозном режимах (б) [1]

В тормозном режиме действие тормозного момента имеет противоположное направление, соответственно эпюра окружных деформаций будет иметь обратную картину.

Когда тормозная или движущая сила превышает силы сцепления, происходит внешнее скольжение колеса, то есть потеря сцепления колеса с дорогой.

1.3. Радиус колеса

Деформация эластичной шины приводит к изменению параметров колеса, в том числе происходит изменение его радиуса. Для описания процессов, протекающих в разных режимах работы автомобильного колеса, вводят несколько понятий радиусов.

Свободный радиус — расстояние от центра вращения колеса до наружного диаметра ненагруженной шины.

Статический радиус — расстояние от центра вращения колеса до опорной поверхности дороги неподвижного колеса, нагруженного нормальной силой F_z .

Динамический радиус — расстояние от центра вращения колеса до опорной поверхности дороги катящегося колеса, нагруженного нормальной силой F_z .

При качении колеса в ведомом режиме, то есть без подводимого тормозного или крутящего момента, линейная и угловая скорость связаны между собой соотношением

$$r_k = \frac{v_x}{\omega_k}.$$

где r_k — радиус качения колеса.

Радиус качения r_k не совпадает ни с динамическим радиусом r_d , ни со свободным радиусом колеса r_c . Следовательно, центр мгновенного вращения не совпадает с центром пятна контакта (рис. 1.9, а). Из-за окружной деформации под действием крутящего момента и продольных сил периферическая скорость любой точки протектора периодически изменяется. В набегающей части протектора скорость точек, приближающихся к центру пятна контакта, замедляется, в результате чего образуется зона сжатия. В зоне контакта скольжение между шиной

и дорогой довольно ограничено. Периферическая скорость протектора (относительно центра колеса) в этой зоне совпадает со скоростью центра колеса v_k . Покинув зону контакта, протектор восстанавливает свою первоначальную длину, и его периферийная скорость ω_k восстанавливается. Таким образом, угловая скорость колеса с упругой пневматической шиной меньше, чем у жесткого колеса, имеющего такой же радиус и движущегося с той же скоростью, а колесо проходит за один оборот расстояние меньшее, чем длина окружности колеса в свободном состоянии, в связи с этим радиус качения меньше свободного радиуса колеса.

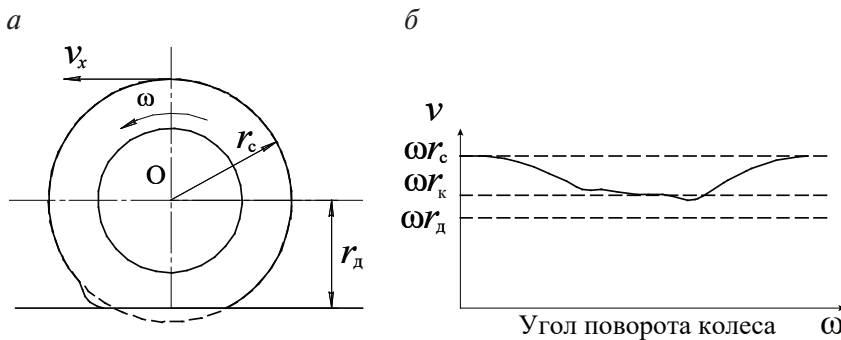


Рис. 1.9. Изменение линейной скорости катящегося колеса с упругой шиной: *а* — иллюстрация свободного r_c и динамического радиусов r_d колеса; *б* — изменение радиуса качения r_k от угла поворота колеса

Для ведомого колеса значение продольной силы значительно меньше нормальной нагрузки, так как крутящий или тормозной момент не участвует в формировании продольной реакции, поэтому окружные деформации не оказывают существенного влияния на динамический радиус, следовательно, для ведомого режима можно принять $r_d = r_{ст}$.

Вследствие более низкой вертикальной жесткости радиальные шины имеют меньший динамический радиус, чем диагональные шины той же размерности, но при этом радиус качения радиальных шин отличается от свободного радиуса меньше, чем от диагональных, из-за большей окружной жесткости. Например, радиус качения диагональной шины составляет около 96 % от свободного радиуса, а динамический радиус — 94 % от значения свободного радиуса. Для радиальной шины радиус качения и динамический радиус могут составлять соответственно 98 и 92 % от свободного радиуса. Статистические данные показывают, что соотношение динамического радиуса и радиуса ка-

чения имеет вид $r_k = (1,03...1,06)r_d$, где большие значения соответствуют радиальным шинам легковых автомобилей.

Радиус качения зависит от многих факторов, которые определяются шиной, такие как тип конструкции, износ протектора, давление в шине, значение нормальной нагрузки и скорости вращения колеса. Увеличение вертикальной нагрузки F_z и уменьшение давления p приводят к аналогичным результатам: уменьшение динамического радиуса и радиуса качения. С увеличением скорости шина расширяется под действием центробежных сил и, следовательно, радиусы колеса увеличиваются.

Явление упругого скольжения, описанное выше, приводит к изменению радиуса качения колеса, в некоторых пределах изменения подводимого к колесу крутящего момента зависимость между ним и радиусом качения колеса является линейной и может быть описана формулой [1]

$$r_k = r_{k0} - \frac{M_k}{c_{ш.о}} \cos(\overrightarrow{M_k}, \overrightarrow{\omega_k}),$$

где r_{k0} — радиус качения колеса в ведомом режиме; $c_{ш.о}$ — коэффициент окружной жесткости шины, Н·м/м (для автомобильных шин находится в пределах 1,0–3,5 Н·м/м).

Окружная жесткость шины $c_{ш.о}$ характеризует ее способность сопротивляться закручиванию под действием крутящего момента и зависит от размеров шины, количества слоев и направления нитей корда. При увеличении нормальной нагрузки F_z и давления в шине окружная жесткость возрастает. Упругая шина в большей мере снижает динамические нагрузки при торможении, трогании с места и разгоне, а также при работе машины с переменной тяговой нагрузкой.

Как было отмечено ранее, в ведущем (тормозном) режиме точка шины, находящаяся в контакте с ободом колеса, получает дополнительное угловое смещение и линейную скорость, называемую скоростью упругого скольжения v_{yu} . При достижении продольной силой определенного значения точка A центра пятна контакта также получает некоторую скорость v_A — наступает скольжение колеса (рис. 1.10).

Определим положение мгновенного центра скоростей для приведенных режимов качения колеса. Обозначим расстояние от центра вращения колеса до МЦС как *кинематический радиус колеса* r_{op} . В ведомом режиме, при условии постоянной по величине нормальной на-

грузки F_z , радиус качения будет в 1,03–1,06 раза выше динамического радиуса, следовательно, мгновенный центр скоростей p будет расположен немного ниже опорной поверхности дороги. В силу незначительной разницы, примем, что МЦС совпадает для ведомого режима с точкой A , тогда $r_{k0} = r_{Op}$.

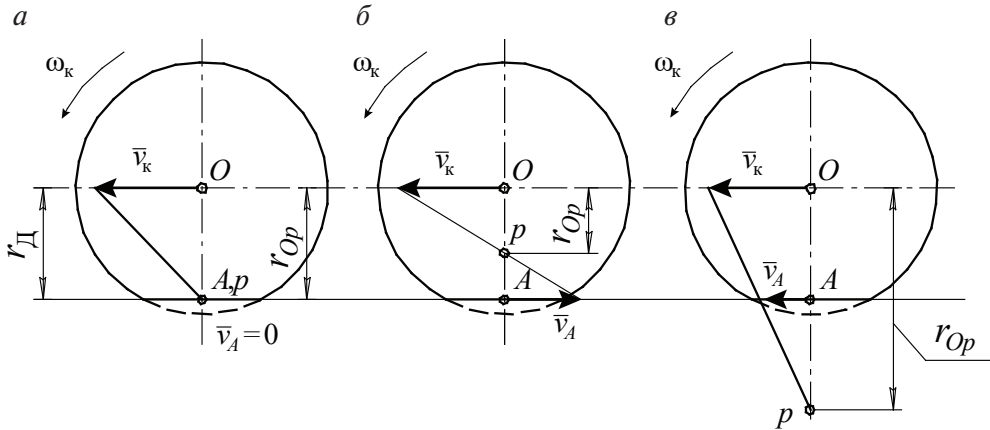


Рис. 1.10. Определение кинематического радиуса для разных режимов качения колеса:

a — ведомый; $б$ — ведущий; $в$ — тормозной

В ведущем режиме скорость точки A направлена противоположно линейной скорости колеса, тогда мгновенный центр скоростей p будет находиться между центром вращения колеса и центром пятна контакта колеса с дорогой. Для тормозного режима направление скорости скольжения точки A будет совпадать с направлением вектора скорости колеса, а мгновенный центр скоростей p будет расположен ниже опорной поверхности дороги. Скорость точки A называют **скоростью скольжения колеса** v_s , которая складывается из скорости внешнего скольжения протектора в зоне пятна контакта и скорости упругого скольжения вследствие окружной деформации шины.

Таким образом, по радиусу качения колеса определяют теоретическую скорость колеса, которая не учитывает скольжение:

$$v_{k0} = \omega_k r_{k0}.$$

Скорость колеса с учетом скольжения будет определяться по формуле

$$v_k = v_{k0} - v_s \cos(\vec{M}_k, \vec{\omega}_k) = v_{k0} \pm \omega_k (r_{k0} - r_{Op}).$$

В ведомом режиме теоретическая и действительная скорости колеса будут совпадать, в то время как в ведущем и тормозном режиме скорость скольжения может иметь значительный вклад.

Для оценки скорости скольжения колеса введем понятие *коэффициента скольжения* λ , показывающего вклад скорости скольжения при расчете действительной скорости колеса. Коэффициент скольжения для ведущего и тормозного режима рассчитывают по следующим зависимостям:

$$\lambda_{\text{в}} = \frac{v_s}{v_{\text{к0}}} = 1 - \frac{v_{\text{к}}}{v_{\text{к0}}} = 1 - \frac{r_{\text{оп}}}{r_{\text{к0}}},$$

$$\lambda_{\text{т}} = \frac{v_{\text{к0}}}{v_s} = 1 - \frac{v_{\text{к0}}}{v_{\text{к}}} = 1 - \frac{r_{\text{к0}}}{r_{\text{оп}}}.$$

Изменение коэффициентов скольжения возможно в пределах от 0 до 1. Если внешнее скольжение колес отсутствует, то коэффициент скольжения равен нулю. В случае, когда коэффициенты скольжения равны единицы, наступает полное скольжение колеса. В ведущем режиме явление полного скольжения колеса называют **буксованием**, в тормозном — **юзом** колеса.

В рассматриваемой модели плоского движения автомобиля все точки его корпуса движутся с одинаковой скоростью, соответствующей скорости центра колеса $v_{\text{кв}}$. На дороге с твердым покрытием в сухую погоду внешнее скольжение практически отсутствует, поэтому с учетом упругого скольжения скорость автомобиля определяют по формуле

$$v_a = v_{\text{кв}} = \omega_{\text{кв}} r_{\text{к}}.$$

Угловая скорость вращения колеса связана с оборотами вращения коленчатого вала двигателя формулой

$$\omega_{\text{кв}} = \frac{\pi n_{\text{д}}}{30 u_{\text{тр}}},$$

где $n_{\text{д}}$ — обороты коленчатого вала двигателя, об/мин; $u_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии.

В том случае когда опорная поверхность имеет плохие сцепные свойства или скорость скольжения в силу подводимого момента сопоставима с теоретической скоростью колеса, скорость автомобиля будет определяться по формуле

$$v_a = v_{\text{кв}} = v_{\text{к0}} (1 - \lambda_{\text{в}}) = \omega_{\text{кв}} r_{\text{к0}} (1 - \lambda_{\text{в}}).$$

1.4. Сопротивление качению колеса

Рассмотрим свободно катящееся колесо по гладкой поверхности. Допустим, что колесо и опорная поверхность дороги абсолютно недеформируемые, в таком случае сопротивление перекачиванию колеса по дороге не происходит, следовательно, приложение тяговой силы не нужно. В реальном процессе качения колеса по дороге происходит деформация и колеса, и дороги в области пятна контакта.

При перекачивании колеса по дороге новые элементарные площадки протектора шины непрерывно входят в контакт с дорогой, что вызывает их деформацию сжатия, в то время как площадки, выходящие из зоны контакта, растягиваются и стремятся вернуться к начальной форме. Затраченная на деформацию шины энергия частично рассеивается, вызывая гистерезисные потери энергии при деформации колеса, являющиеся основной причиной *сопротивления качению*. Механическая энергия деформации элементарных участков шины преобразуется в тепловую энергию, в связи с чем при качении происходит нагрев шины, а данные потери энергии являются необратимыми.

Увеличение деформации колеса приводит к увеличению сопротивления качению. Так стальные колеса, перекачиваемые по стальным рельсам, имеют меньшее сопротивление качению, чем пневматическая шина. Вместе с тем мягкие грунты имеют более высокое значение коэффициента сопротивления качению, чем твердые грунты, вследствие их значительной деформации. С этой точки зрения, колесо, катящееся по рыхлой почве, всегда находится в положении колеса, пытающегося выбраться из ямы, в которую оно закапывается (рис. 1.11, а).

При качении пневматической шины по асфальтированной или бетонной дороге деформации локализуются только в области пятна контакта, поэтому потери на внутреннее трение в шинах (гистерезисные потери) составляют до 85–95 % всех потерь на качение. Помимо внутреннего трения, на сопротивление качению колеса оказывают влияние упругое скольжение колеса, аэродинамическое сопротивление колеса, внешнее проскальзывание элементов шины относительно опорной поверхности.

Упругое скольжение колеса в ведущем и тормозном режиме сопровождается потерями энергии на окружающую деформацию шины, сле-

довательно, сопротивление качению в ведомом режиме меньше, чем в ведущем и тормозном.

Как было отмечено ранее, в зоне пятна контакта всегда присутствуют площадки, проскальзывающие относительно опорной поверхности дороги, вследствие окружных деформаций и формы шины; потери энергии на трение в результате данного процесса могут достигать 10 %. В данном случае не рассматривается наступление полного внешнего скольжения колеса, при котором $\lambda = 1$.

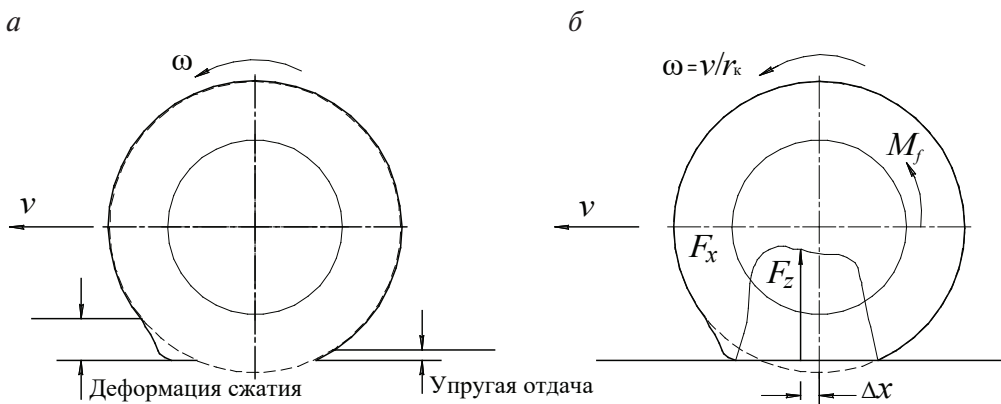


Рис. 1.11. Определение центра давления колеса, катящегося по рыхлому грунту:

a — деформации грунта, вызванные перекачиванием колеса; *б* — эпюра напряжений, действующих в зоне контакта шины и опорной поверхности

Сложный характер деформации колеса приводит к неравномерному распределению контактного давления в зоне пятна контакта колеса с дорогой (рис. 1.11, б). Неравномерное распределение нагрузки связано с действием сил упругости и сил внутреннего трения слоев шины при радиальной деформации. Сила упругости на элементарной площадке контакта пропорциональна деформации элемента протектора и имеет симметричное распределение относительно центра пятна контакта. Радиальная деформация набегающих частей протектора возрастает, а на сбегающей — уменьшается. Происходящее изменение деформации вызывает перемещение элементарных элементов шины, и между ними возникают силы трения, которые направлены противоположно этим перемещениям. Таким образом, на набегающем участке действие сил трения совпадает с действием сил упругости, а на сбегающем участке они противоположно направлены.

Суммарная эпюра нагружения колеса в зоне пятна контакта становится несимметричной относительно центра пятна контакта. Точку, соответствующую максимальному значению нагрузки, обозначим точкой D , которую принято называть **центром давления колеса**. Распределенную нагрузку заменим сосредоточенной силой R_z , приложенной в точке D , то есть смещенной от продольной плоскости колеса на расстояние Δx . Пара сил R_z и F_z создает момент M_f , который принято называть *моментом сопротивления качению*.

Для поддержания свободного вращения колеса требуется усилие в зоне контакта колеса с землей. Сила тяги, действующая в контакте ведомого колеса с дорогой, равна толкающему усилию со стороны корпуса автомобиля и необходима только для преодоления момента сопротивления качению. Крутящий момент, подводимый к ведущим колесам от двигателя, необходим для преодоления момента сопротивления качению ведущих колес и создания достаточного толкающего усилия, чтобы преодолеть сопротивление качению ведомых колес. Крутящий момент непосредственно передается на ведущие колеса через карданные валы. Сопротивление качению ведущих колес, таким образом, не включает в себя силы, действующие на контакт колеса с колесом, и не учитывает силу, реализуемую по условию сцепления.

Рассмотрим плоское движение *ведомого колеса* (рис. 1.11, б). Как было отмечено ранее, на колесо действует момент сопротивления качения, обусловленный парой сил R_z и F_z , следовательно, может быть найден по формуле

$$M_f = R_z \cdot \Delta x = F_z \cdot \Delta x.$$

Движущий момент ведомого колеса создается парой сил F_x и R_x , тогда при равномерном качении колеса сумма моментов, действующих на колесо, равна нулю, следовательно,

$$F_z \cdot \Delta x - F_x r_d = 0,$$

где толкающая сила F_x будет равна *силе сопротивления качению* F_f , действующей на колесо.

Параметр Δx , определяющий значение момента сопротивления качению, является переменным параметром, зависящим от многих факторов, поэтому вводят безразмерный коэффициент f , называемый *коэффициентом сопротивления качению* и определяемый по формуле

$$F_x = \frac{\Delta x}{r_d} F_z = f_0 F_z, \text{ откуда получим } f_0 = \frac{\Delta x}{r_d}.$$

Коэффициент сопротивления качанию ведомого колеса обозначим f_0 . В таком случае сила сопротивления качению и момент сопротивления качению могут быть определены из выражений

$$F_f = f_0 R_z, \quad M_{f0} = f_0 R_z r_d.$$

Рассмотрим *ведущий* и *тормозной* режим качения колеса. Сопротивление качению ведущего (тормозящего) колеса больше, чем для ведомого, в силу действия окружных деформаций. Рассмотрим систему сил и моментов, действующих на ведущее колесо (рис. 1.12), для тормозящего колеса логика дальнейших рассуждений будет аналогична с учетом действия на колесо тормозного, а не крутящего момента.

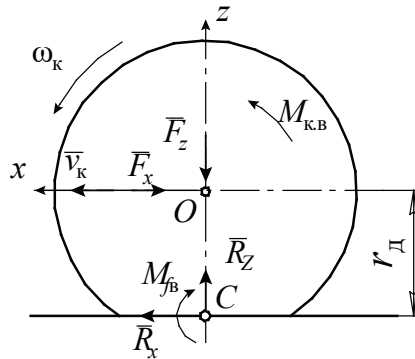


Рис. 1.12. Силы и моменты, действующие на колесо в ведущем режиме

Для данной системы сил и моментов справедливы следующие соотношения в случае равномерного качения колеса:

$$F_x - R_x = 0; \quad F_z - R_z = 0; \quad M_{к.в} - R_x r_d - R_z \Delta x = 0.$$

Сила сопротивления качению в ведущем режиме, то есть сила, которую необходимо приложить к центру колеса для преодоления сопротивления качению, будет определяться по формуле

$$F_{fв} = \frac{M_{fв} \omega_k}{v_k} = \frac{M_{fв}}{r_k}. \quad (1.1)$$

Из баланса мощностей ведущего колеса момент сопротивления качению M_{fb} может быть определен как

$$M_{fb} = M_{к.в} - F_x r_{к.} \quad (1.2)$$

Сила сопротивления движению корпуса автомобиля F_x может быть определена из суммы моментов, действующих на колесо:

$$F_x = R_x = \frac{M_{к.в} - R_z \cdot \Delta x}{r_d}, \quad (1.3)$$

тогда коэффициент сопротивления качению в ведущем режиме будет определяться как отношение силы сопротивления качению к нормальной реакции на колесо. С учетом выражений (1.1)–(1.3) может быть получено следующее выражение:

$$f_b = \frac{F_{fb}}{R_z} = \frac{\Delta x}{r_d} + \frac{M_{к.в} (r_d - r_{к.})}{R_z r_d r_{к.}} = f_0 + \frac{M_{к.в} (r_d - r_{к.})}{R_z r_d r_{к.}}.$$

Следовательно, коэффициент сопротивления качению в ведущем режиме больше на определенную величину, обусловленную упругим скольжением f_{sy} . Экспериментальные исследования показали, что сопротивление качению увеличивается в квадратичной зависимости от подводимого к колесу момента. Это особенно важно при движении по податливому грунту, который обычно характеризуется высоким сопротивлением качению и низким коэффициентом сцепления. Если все колеса являются ведущими, сопротивление качению может быть преодолено непосредственно за счет подводимого крутящего момента; если некоторые колеса находятся в ведомом режиме, тяга, обеспечиваемая ведущими колесами, может быть недостаточной для преодоления сопротивления качению ведомых колес.

При выполнении учебных работ и проектов разницей между коэффициентами сопротивления качению колес, находящихся в разных режимах, пренебрегают, принимая их равными коэффициенту сопротивления качению в ведомом режиме.

Коэффициент сопротивления качению определяется следующими параметрами:

- линейной скоростью автомобиля v ;
- давлением в шине p ;
- нормальной нагрузкой F_z ;
- параметрами шины и площадью пятна контакта;

- конструкцией и материалом шины;
- рабочей температурой;
- суммарной реакцией в зоне пятна контакта.

Рассмотрим более подробно влияние данных параметров на коэффициент сопротивления качению.

1.5. Факторы, влияющие на коэффициент сопротивления качению

1.5.1. Влияние линейной скорости

Коэффициент сопротивления качению увеличивается с ростом скорости, однако для описания характера данной зависимости необходимо использовать кусочно-заданную функцию, поскольку имеется некоторая скорость, при достижении которой изменяется характер зависимости сопротивления качению от скорости.

Влияние скорости на коэффициент сопротивления качению до достижения критической скорости приближенно можно описать зависимостью [3]

$$f_v = f_0 (1 + A_f v^2), \quad (1.4)$$

где f_0 — коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме при скорости менее 30 км/ч; A_f — коэффициент влияния скорости, $\text{с}^2/\text{м}^2$: для легковых автомобилей $5,1\text{--}6,5 \cdot 10^{-4}$, для грузовых автомобилей $2,6\text{--}3,9 \cdot 10^{-4}$.

На рис. 1.13 показано сравнение экспериментально полученной зависимости коэффициента сопротивления качению от скорости и кривой, соответствующей выражению (1.4).

При скоростях до 30 км/ч можно не учитывать влияние скорости, а предложенная зависимость дает несколько завышенные результаты. При скоростях 30—140 км/ч данные, полученные с использованием полинома (1.4), имеют хорошую сходимость с экспериментальными результатами. При дальнейшем увеличении скорости коэффициент сопротивления качению резко возрастает.

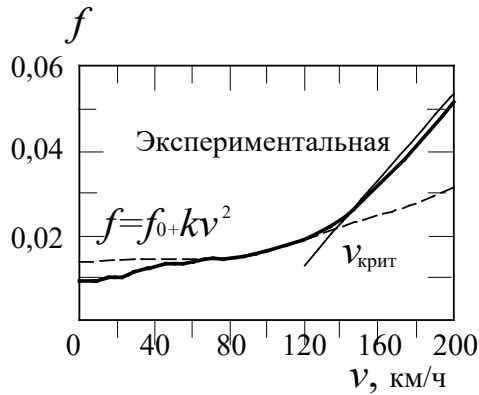


Рис. 1.13. Зависимость коэффициента сопротивления качению f от скорости: экспериментальная и расчетная зависимости [4]

Скорость, при которой кривая $f(v)$ имеет резкий изгиб вверх, как правило, называется **критической скоростью шины**. Данная скорость обусловлена вибрационными явлениями, происходящими в шине, катящейся с высокой скоростью (рис. 1.14). Стоячие волны распространяются по окружности шины из зоны контакта. Вибрации происходят в продольной и поперечной плоскостях вращения колеса.

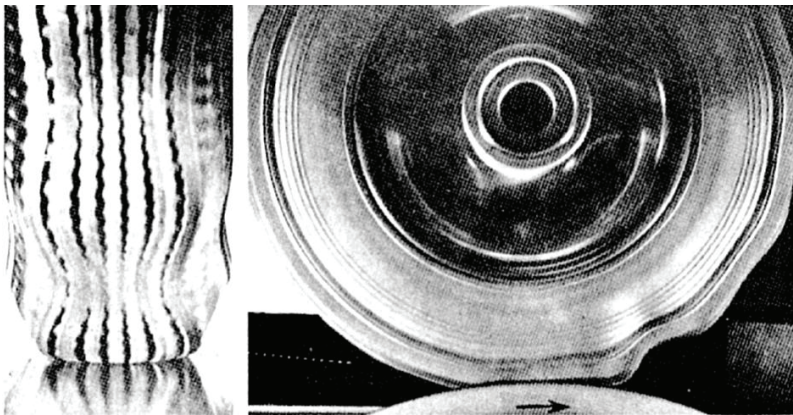


Рис. 1.14. Эффект появления стоячих волн при достижении критической скорости [4]

Увеличение сопротивления качению, связанное с появлением стоячих волн, объясняется тем, что их длина приблизительно равна длине пятна контакта. Таким образом, в задней части пятна контакта протектор стремится оторваться от опоры или снизить давление на нее. Сле-

довательно, давление концентрируется в передней части пятна контакта и результирующая реакция R_z перемещается вперед с увеличением момента сопротивления качению.

Критическая скорость шины, при которой такие волны становятся значительными, является скоростью, достигая которую, шина перестает нормально функционировать. Таким образом, при эксплуатации автомобиля недопустимо даже приближение к этому критическому значению. При несоблюдении данного правила происходит сильный перегрев шины, так как большая часть подводимой к колесу мощности расходуется на ее нагрев, что в результате приводит к разрушению.

1.5.2. Влияние износа протектора шины

На рис. 1.15 приведена зависимость коэффициента сопротивления качению радиальной и диагональной шины в новом состоянии и с изношенным протектором.

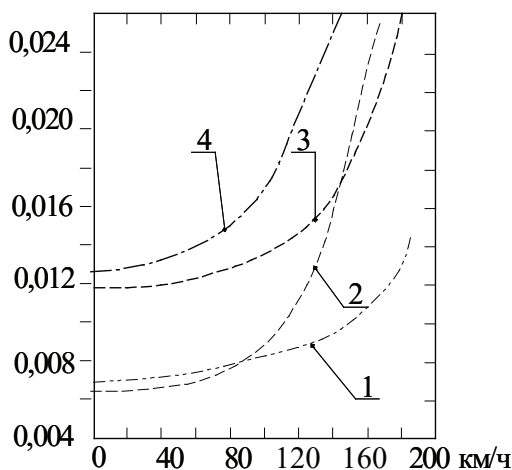


Рис. 1.15. Влияние износа протектора на коэффициент сопротивления качению:

1 — изношенная диагональная; 2 — изношенная радиальная; 3 — новая радиальная;
4 — новая диагональная

В случае применения диагональных шин сопротивление качению уменьшается по мере износа, а поведение шины на высоких скоростях становится более приемлемым. Данный факт можно объяснить

тем, что деформации локализованы в небольшой зоне, окружающей зону контакта, и, следовательно, гистерезисные потери имеют место главным образом в протекторе шины. При этом вибрационные явления затрагивают, прежде всего, слои, непосредственно примыкающие к протектору шины, поэтому уменьшение массы протектора приводит к увеличению собственной частоты колебаний, следовательно, критическая скорость возрастает.

В радиальных шинах сопротивление качению уменьшается с износом, но поведение шины на высоких скоростях ухудшается. В радиальных шинах деформации распределяются более равномерно по всей конструкции, так как жесткость их боковых стенок ниже, чем в диагональных шинах. С уменьшением массы протектора центробежные силы всей конструкции уменьшаются и влияние вибрационных явлений становится более ощутимым.

1.5.3. Влияние температуры шины

Внутренние свойства демпфирования резины уменьшаются с ростом температуры, и следовательно, сопротивление качению, которое в основном связано с гистерезисными потерями, уменьшается. Сопротивление качению, обусловленное локальным скольжением в зоне контакта, уменьшается с уменьшением коэффициента трения. Снижение сопротивления качению приводит к стабилизации температуры шины — достижение равновесной температуры.

На рис. 1.16 представлены зависимости коэффициента сопротивления качению от температуры шины. На диаграмме рис. 1.16, *а* показаны кривые $f(v)$, полученные при постоянной температуре, которые наглядно демонстрируют степень снижения сопротивления качению с ростом температуры шины. На рис. 1.16, *б* показан коэффициент сопротивления качению той же шины при равновесной температуре и при постоянной температуре, соответствующей низкой скорости движения.

Температура измерялась с помощью вставки термопары в корпус шины. Поскольку испытания проводились на беговом барабане, повышение температуры и сопротивления качению несколько выше, чем те, которые были бы получены на дороге.

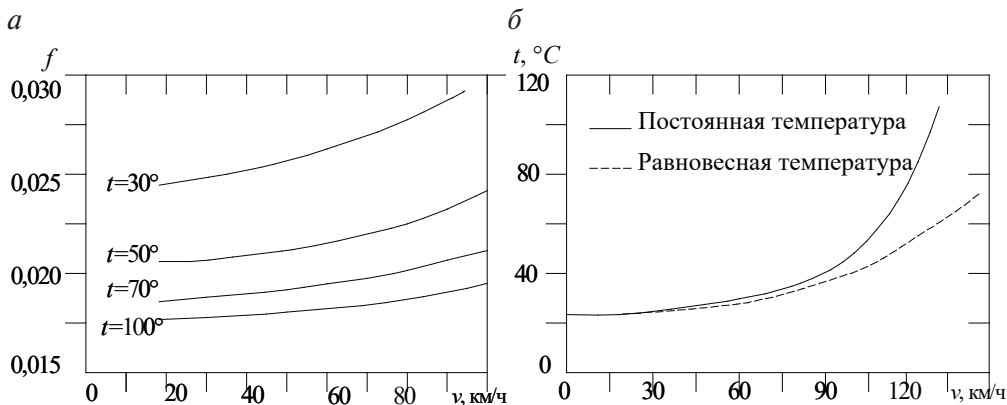


Рис. 1.16. Зависимость коэффициента сопротивления качению f при постоянной температуре (а) и изменение характера зависимости коэффициента сопротивления качению f от скорости при постоянной и равновесной температуре (б)

1.5.4. Влияние давления в шине и нормальной нагрузки

Давление в шине и нормальная нагрузка оказывают влияние на величину пятна контакта и степень деформации шины, что влияет на величину сопротивления качению. На рис. 1.17 приведены схемы взаимодействия шины и опорной поверхности дороги для разного соотношения давления и нормальной нагрузки в шине.



Рис. 1.17. Влияние давления в шине (или нагрузки на нее) на форму сечения ее беговой дорожки [3]:

a — при номинальных давлении и нагрузке; b — при недостаточном давлении или перегрузке; v — при избыточном давлении или недогрузке

При движении по твердым покрытиям (асфальт, бетон, укатанный грунт), с повышением давления в шине, коэффициент сопротивления качению будет снижаться вследствие снижения деформаций шины. Однако при достижении определенного значения демпфирующие свойства шины снижаются и коэффициент сопротивления ка-

чению может увеличиться из-за ударных нагрузок со стороны опорной поверхности дороги.

Для грунтов с низкой несущей способностью предпочтительнее снижение давления в шине, поскольку основные потери на качение связаны не с деформацией шины, а с деформацией грунта. Поэтому машины высокой проходимости используют шины низкого давления, а также специальные шины (арочные, пневмокатики и т. д.), позволяющие увеличить пятно контакта с поверхностью и снизить давление на грунт.

Для того чтобы учесть влияние нормальной нагрузки на колесо и давления в шине на коэффициент сопротивления качению, можно использовать следующую эмпирическую формулу, предложенную обществом автомобильных инженеров [4]:

$$f = \frac{K'}{1000} \left(5,1 + \frac{5,5 \cdot 10^5 + 90 F_z}{p} + \frac{1100 + 0,0388 F_z}{p} \cdot v^2 \right),$$

где K' — коэффициент, учитывающий конструкцию шины: для диагональной 1,0 и для радиальной 0,8; F_z — нормальная нагрузка на колесо, Н; p — давление в шине, Па; v — скорость автомобиля, м/с.

Также следует отметить, что при проектировании шины закладываются номинальное и максимальное допустимые значения нагрузки на шину, с учетом чего подбирается оптимальное значение давления в шине. Поэтому автопроизводители рекомендуют увеличивать давление в шинах при полной нагрузке автомобиля не только с целью снизить сопротивление качению, но и для равномерного износа шины и сохранения управляемости и устойчивости автомобиля.

1.5.5. Влияние параметров, конструкции и материала шины

Основными параметрами, характеризующими шину, являются наружный диаметр шины (свободный радиус), а также соотношение высоты профиля шины H к ширине профиля шины B . Увеличение первого приводит к уменьшению сопротивления качению и увеличению критической скорости.

Уменьшение отношения H/B позволяет увеличить жесткость боковых стенок и уменьшить деформацию под нагрузкой, что, в свою

очередь, снижает гистерезисные потери и приводит к уменьшению сопротивления качению. Для современных шин данное отношение может достигать значения 0,4 на быстрых современных автомобилях, в то время как значения 0,7–0,8 были наиболее распространенными в прошлом.

Помимо геометрических параметров шины, на коэффициент сопротивления качению оказывают влияние свойства используемых материалов, методы производства и конструкция шины. Каждый производитель использует оригинальные технологии и состав, что объясняет различные коэффициенты сопротивления качению для шин разных производителей (рис. 1.18).

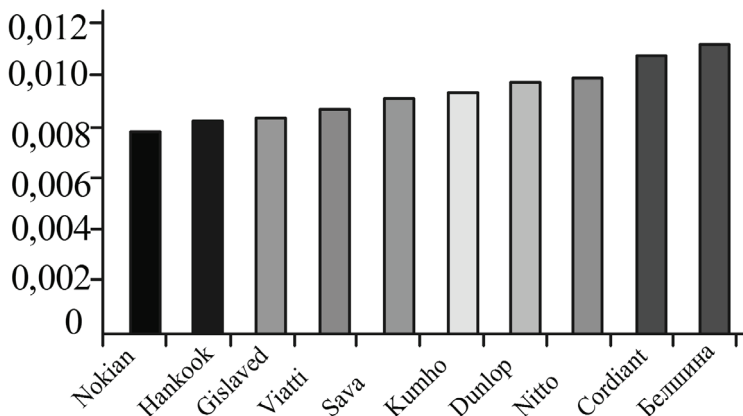


Рис. 1.18. Диаграмма изменения коэффициента сопротивления качению шин в зависимости от производителя

1.5.6. Влияние типа опорной поверхности

Тип и состояние дорожного покрытия оказывают значительное влияние на коэффициент сопротивления качению, что обусловлено сопротивлением и деформациями грунта. В связи с этим значения коэффициента сопротивления качению для ведомого колеса при малых скоростях, полученные при испытаниях на различных типах дорог, берутся как исходные и далее корректируются по факторам, характеризующим шину и условия качения. Ниже для некоторых типов опорных поверхностей приведены значения коэффициента сопротивления качению f_0 :

бетонная дорога в очень хорошем состоянии.....	0,008—0,010
очень хорошее гудронированное шоссе.....	0,010—0,013
бетонная дорога в хорошем состоянии	0,010—0,015
очень хорошая асфальтовая дорога	0,015
очень хорошая гравийная дорога	0,013—0,016
гудронированная дорога в удовлетворительном состоянии	0,018
бетонная дорога в плохом состоянии.....	0,020
асфальтовая дорога в удовлетворительном состоянии.....	0,020
гравийная дорога в удовлетворительном состоянии	0,018—0,023
запыленная гравийная дорога	0,018—0,023
вымощенная дорога в хорошем состоянии.....	0,033—0,055
вымощенная дорога в плохом состоянии	0,085
очень хорошая грунтовая дорога	0,045
грунтовая дорога после дождя	0,05—0,15
грунтовая дорога в период распутицы	0,10—0,25
сухой песок.....	0,10—0,20
мокрый песок.....	0,06—0,15
обледенелая дорога	0,015—0,030
укатанный снег	0,08—0,05
рыхлый снег	0,1—0,3

В учебных проектах и работах допускается принимать коэффициент сопротивления качению с учетом только типа дорожного покрытия и влияния скорости, а влиянием остальных параметров, разобранных выше — пренебречь.

1.6. Понятие коэффициента сцепления

В подглаве 1.3 было сказано о влиянии продольной силы на кинематический радиус колеса и положение мгновенного центра скоростей. Рассмотрим процессы, проходящие в пятне контакта пневматического колеса, катящегося по ровной дороге, более подробно.

Если к колесу приложен тормозной момент M_T , то распределение нормального давления и продольных сил в пятне контакта показано на рис. 1.19. В набегающей зоне шина растягивается под действием окружных деформаций, обусловленных тормозным моментом. Периферическая скорость протектора в набегающей зоне контакта в таком случае выше, чем у недеформированного колеса. Как отмечалось ранее, мгновенный центр скоростей тормозящего колеса располага-

ется ниже опорной поверхности дороги, а в точке центра пятна контакта наблюдается продольное скольжение.

В ведущем режиме, набегающая часть шины сжимается, а не растягивается. Мгновенный центр скоростей расположен над поверхностью дороги, а скорость скольжения имеет противоположное направление, чем тормозящее колесо. Наличие скорости скольжения не означает фактического скольжения зоны контакта в целом.

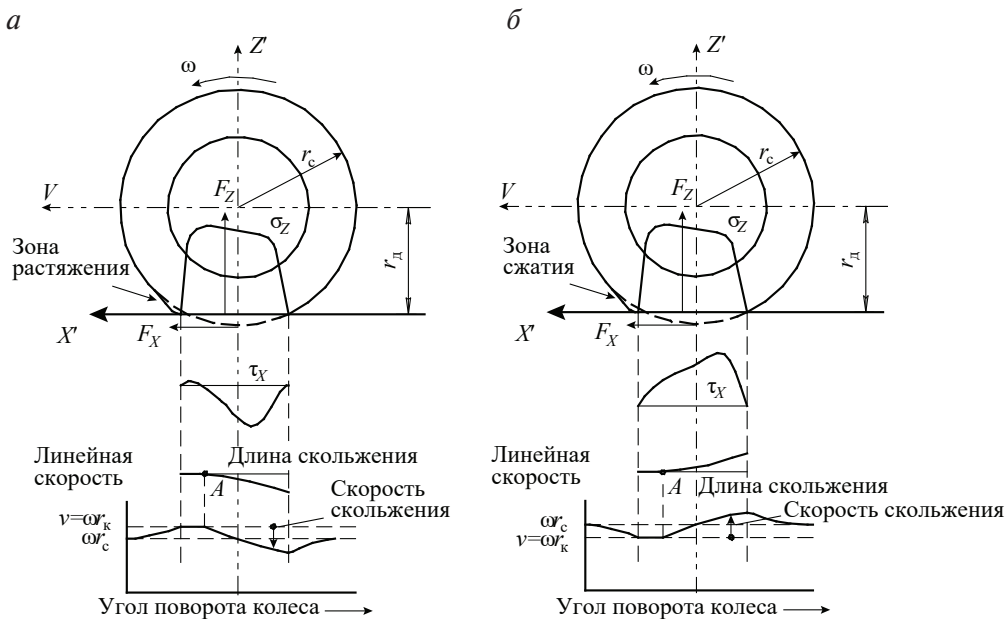


Рис. 1.19. Процессы деформации колеса в пятне контакта при подведении тормозного момента (а) и крутящего (б)

Периферическая скорость центра пятна контакта фактически равна линейной скорости автомобиля, следовательно, в этой зоне скольжения не происходит. При увеличении момента скольжение начинается только в точке, обозначенной на рис. 1.20, а как точка А, а зона скольжения ограничена заштрихованной площадью. Дальнейшее увеличение момента приводит к увеличению скольжения и окружающих деформаций, при определенном значении достигает центра пятна контакта.

Дальнейшее увеличение окружающих деформаций приведет к полному скольжению колеса. Продольная сила F_x изменяется при различных типах покрытия и является функцией коэффициента скольжения, при $\lambda = 0$ колесо не имеет проскальзывания относительно дороги. В диа-

пазоне $-0,25 < \lambda < 0,25$ продольная сила изменяется почти линейно. Увеличение продольной силы соответствует постепенному увеличению упругого скольжения, обусловленному возрастанием момента, и увеличивающейся площади контактной поверхности шины, проскальзывающей относительно дороги.

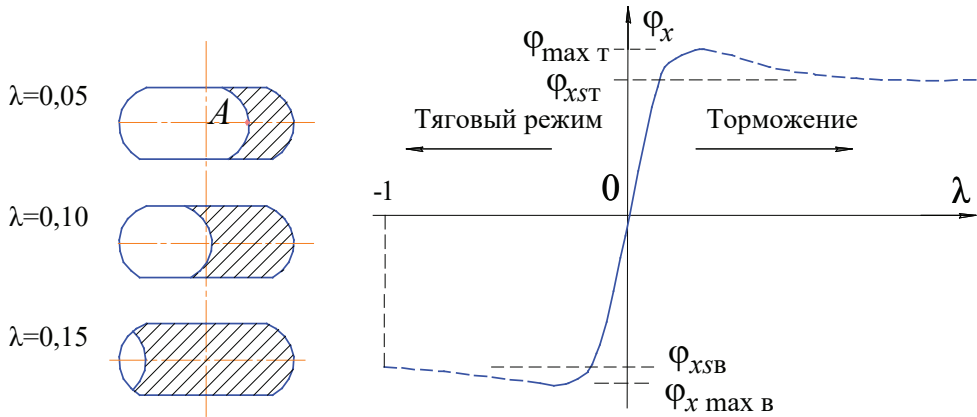


Рис. 1.20. Зависимость размера пятна контакта (а) и коэффициента сцепления (б) от коэффициента скольжения

За пределами данного диапазона, который зависит от многих факторов, коэффициент скольжения может достигать 1. В этом случае наступает полное скольжение колеса. Условно силу F_x можно считать пропорциональной нормальной нагрузке F_z . Коэффициент пропорциональности называют **коэффициентом сцепления** φ_x колеса с дорогой

$$\varphi_x = \frac{F_x}{F_z}, \quad (1.5)$$

зависимость которого от коэффициента скольжения показана на рис. 1.20. Линейный участок изменения коэффициента сцепления соответствует линейному изменению продольной силы. Помимо того, на кривой можно отметить два важных значения — $\varphi_{x \max}$ и φ_{xs} . Первое значение является максимальным коэффициентом сцепления для ведущего и тормозящего колеса, второе называется коэффициентом сцепления при скольжении колеса в ведущем и тормозном режиме. Зона, отмеченная пунктирной линией, является зоной нестабильности при эксплуатации транспортного средства.

Значения функции $\varphi_x(\lambda)$ зависят от ряда параметров: типа шины, дорожных условий, скорости колеса, величины боковой силы F_y , погодных условий и т. д.

Некоторые кривые $\varphi_x(\lambda)$, полученные в разных условиях, показаны на рис. 1.21. Максимальное значение продольной силы уменьшается с увеличением скорости, но такое уменьшение в значительной степени зависит от условий эксплуатации.

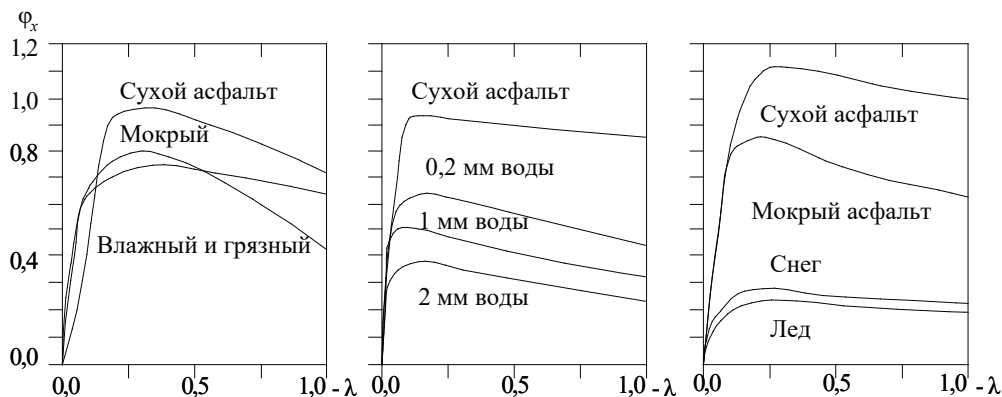


Рис. 1.21. Коэффициент сцепления, полученный для разных дорожных условий [4]

Разница между максимальным значением коэффициента сцепления и значением, соответствующим скольжению, более заметна на мокрой дороге. Особенно опасно движение в условиях, когда дорога только частично влажная и грязная: поведение автомобиля может меняться от участка к участку, и значение при проскальзывании может очень сильно отличаться от максимального.

В таблице ниже приведены значения максимального коэффициента сцепления и коэффициента сцепления при скольжении колеса для различных дорожных условий и типов шин.

Значения, приведенные в таблице, являются средними показателями, на практике коэффициент сцепления может варьироваться под действием множества факторов. В хороших дорожных условиях продольная сила почти равна нормальной нагрузке на колесо, или даже немного превышает ее. Высокопроизводительные шины, особенно используемые на гоночных автомобилях, показывают пиковые значения $\varphi_{x \max}$ в диапазоне 1,5–1,8. Для достижения таких значений ис-

пользуются определенные составы резины, которые характеризуются сильным износом и, следовательно, ограничены гоночными шинами. Также стоит отметить, что радиальные шины почти всегда показывают лучшие характеристики, чем диагональные.

Значения $\Phi_{x \max}$ и Φ_{xs} для различных типов дорожного покрытия

Тип шины	Состояние асфальтированной дороги							
	сухая		мокрая		снег		гололед	
	$\Phi_{x \max}$	Φ_{xs}	$\Phi_{x \max}$	Φ_{xs}	$\Phi_{x \max}$	Φ_{xs}	$\Phi_{x \max}$	Φ_{xs}
Ради- альная	1,22	0,73	1,10	1,03	0,45	0,43	0,25	0,16
Диаго- наль- ная	1,02	0,62	1,07	0,88	0,27	0,22	0,24	0,18
Ради- альная (зима)	1,00–1,09	0,50–0,61	1,00–1,10	0,77–0,93	0,36–0,47	0,35–0,45	0,24–0,44	0,22–0,41
Диаго- наль- ная (зима)	0,81–0,90	0,47–0,57	0,78–1,02	0,67–0,84	0,41–0,48	0,39–0,47	0,27–0,37	0,29–0,36

Ниже для различных типов дорожных покрытий приведены значения коэффициента сцепления Φ_x :

сухой бетон.....	0,70–0,85
мокрый бетон.....	0,60–0,70
гравийная дорога.....	0,50–0,55
грунтовая сухая дорога.....	0,40–0,60
грунтовая мокрая дорога	0,20–0,40
укатанный снег	0,15–0,20

На твердых, сухих и относительно ровных дорогах коэффициент сцепления будет зависеть в первую очередь от состояния дорожного покрытия и в меньшей степени от материала и типоразмера шины. Поэтому в учебных работах и проектах допускается использование коэффициента сцепления Φ_x как максимального значения для опорной поверхности (см. выше).

Рассмотрим граничные условия по условию сцепления колеса с дорогой для различных режимов качения колеса.

С одной стороны, для колеса, находящегося в *ведомом режиме*, максимальная толкающая сила F_x в соответствии с условием сцепления может быть найдена из выражения (1.5) и будет равна предельной силе сцепления $R_{\varphi x}$:

$$F_x = R_{\varphi x} \leq \varphi_x R_z.$$

С другой стороны, толкающая сила F_x должна быть достаточной для преодоления момента сопротивления качению:

$$F_x = f_0 R_z,$$

откуда следует

$$f_0 \leq \varphi_x. \quad (1.6)$$

Выражение (1.6) является условием движения ведомых колес без проскальзывания. Данное выражение выполняется для большинства типов дорожных покрытий, то есть коэффициент сопротивления качению не превышает коэффициента сцепления.

Помимо параметров шины и типа опорной поверхности, значительное влияние на величину реализуемой силы сцепления оказывает действующая в пятне контакта боковая сила. Реакция в плоскости пятна контакта складывается из продольной и боковой реакции, при этом максимально реализуемая сила тяги равна величине продольной реакции. Следовательно, наличие боковой реакции в пятне контакта уменьшает максимальную продольную силу сцепления.

Для ведущего или тормозящего колеса возможность его движения без проскальзывания будет определяться **моментом предельной силы сцепления** M_φ , который может быть найден по формуле

$$M_\varphi = \varphi_{x \max} r_k R_z.$$

Максимально реализуемый по условию сцепления момент в ведущем режиме

$$M_{к.в \varphi} = M_\varphi + M_{fв} = (\varphi_{x \max} + f_в) r_k R_z. \quad (1.7)$$

Для тормозящего колеса максимально реализуемый по условию сцепления момент определяется по формуле

$$M_{Т\varphi} = M_\varphi - M_{fТ} = (\varphi_{x \max} - f_Т) r_k R_z. \quad (1.8)$$

По выражениям (1.7) и (1.8) можно видеть, что в ведущем режиме можно реализовать больший момент, чем в тормозном. Условие движения ведущего и тормозящего колеса без проскальзывания:

$$M_{к.в} \leq M_{к.в\phi} \text{ и } M_T \leq M_{T\phi}.$$

Задания для самостоятельной работы к главе 1

1. Определить свободный радиус колеса с шиной размерностью: а) 195/55 R16; б) 315/70 R22,5; в) 13/0 R22,5.

2. Замеренная при испытаниях длина окружности колеса с шириной 260–508 при отсутствии контакта с дорогой равна 3,228 м. На сколько процентов отличается свободный радиус колеса, полученный замером, от расчетных радиусов при значениях отношения высоты профиля шины к его ширине равных: а) 0,9; б) 1,0?

3. У легкового автомобиля передаточное число главной передачи 4.1. Статический радиус колес с шинами диагональной конструкции 0,315 м. Каким должно быть передаточное число главной передачи, чтобы при установке на автомобиль шин радиальной конструкции со статическим радиусом 0,295 м его максимальная скорость не изменилась?

4. Ведущее колесо катится равномерно при подведении к нему крутящего момента 1 кН·м. Нормальная нагрузка на колесо 12,25 кН; плечо смещения нормальной реакции 8,8 мм; статический радиус колеса 0,44 м. Определить силу тяги колеса.

5. Рассчитать и построить зависимость радиуса качения колеса от передаваемого момента. Радиус качения колеса в ведомом режиме 0,6 м; коэффициент тангенциальной эластичности шины 0,0017 м/(кН·м); коэффициент сцепления при полном буксовании колеса 0,7; нормальная сила, действующая на колесо, 17 кН; начало скольжения колеса при моменте 4 кН·м.

6. Ведомое колесо катится по дороге с коэффициентом сопротивления качению 0,015; статический радиус колеса 0,315 м; момент инерции 0,96 кг·м²; нормальная нагрузка на колесо 5,5 кН. Рассчитать, с каким угловым ускорением будет вращаться колесо, если к нему приложена толкающая сила 174 Н.

7. Колесо со статическим радиусом $0,31$ м, нагруженное нормальной силой $8,6$ кН, катится по размокшей грунтовой дороге с коэффициентом сопротивления качению $0,25$. Определить возможность движения колеса в указанных условиях, если оно может передать максимальный по условиям сцепления момент $0,4$ кН·м.

2. Внешние воздействия на автомобиль при прямолинейном движении

2.1. Схема внешних воздействий на автомобиль

Анализ силовых воздействий при прямолинейном движении необходим для последующего моделирования тягово-скоростных и тормозных свойств, топливной экономичности автомобиля. При прямолинейном движении все силы и моменты расположены в продольной плоскости автомобиля, а все точки автомобиля перемещаются по прямой линии, вдоль опорной поверхности дороги.

Автомобиль движется под воздействием внешних сил — сил и моментов внешней среды (рис. 2.1).

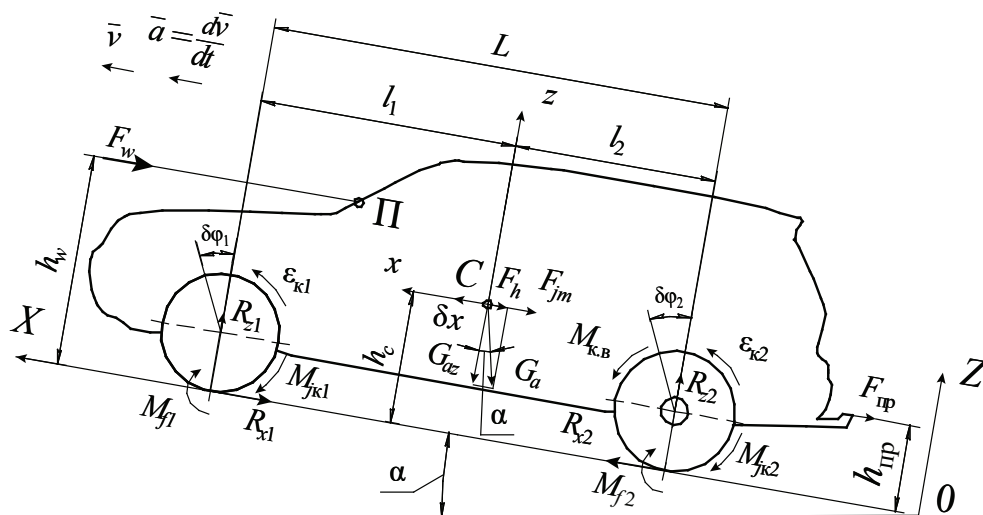


Рис. 2.1. Система сил и моментов, действующих на автомобиль:

G_a — сила тяжести автомобиля; $F_{тр}$ — сила сопротивления прицепа; F_w — сила сопротивления воздуха; R_{x1} , R_{x2} — продольные реакции опорной поверхности дороги; R_{z1} , R_{z2} — нормальные реакции опорной поверхности; M_{f1} , M_{f2} — моменты сопротивлений качению колес; F_{jn} — сила инерции поступательно движущейся массы; M_{jk1} , M_{jk2} — инерционные моменты колес; $M_{дл}$ — инерционный момент двигателя; $M_{тр}$ — трансмиссия

Силы взаимодействия механизмов автомобиля как элементов системы являются ее внутренними взаимно уравновешивающими силами и поэтому не оказывают непосредственного влияния на движение автомобиля. Модель системы внешних сил и моментов составлена с учетом следующих допущений [1]:

- автомобиль симметричен относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через его центр масс;
- левые и правые колеса одноименных мостов имеют одинаковые нагрузки и находятся в одинаковых дорожных условиях;
- конфигурация автомобиля изображается в виде плоской фигуры;
- опорная поверхность изображается в виде прямой линии, наклоненной под углом α к горизонту;
- упругие свойства подвески не учитываются и колебания кузова не происходит.

Движение автомобиля происходит за счет подведения к колесу крутящего момента $M_{к.в}$ от двигателя. Данный параметр не относится к внешним силовым воздействиям, однако характеризует потенциальные возможности автомобиля по преодолению внешнего сопротивления.

2.2. Силы внешнего сопротивления движению автомобиля

В данной подглаве рассмотрим методы определения и факторы, влияющие на силы сопротивления движению автомобиля, за исключением силы аэродинамического сопротивления, определение которой будет рассмотрено в подглаве 2.3.

Помимо сопротивления, обусловленного взаимодействием колеса с дорогой, которое характеризуется коэффициентом сопротивления качению, сопротивление движению создается силой тяжести автомобиля, силами аэродинамического сопротивления, сопротивления разгону или инертностью масс. Рассмотрим определение сил сопротивления более подробно.

2.2.1. Сопротивление качению

Сила сопротивления качению, действующая на автомобиль, пропорциональна весу автомобиля и определяется по формуле

$$F_f = fR_z = fm_ag. \quad (2.1)$$

В подглаве 1.4 дано подробное описание факторов, влияющих на значение коэффициента сопротивления качению, приведены значения для различных типов дорожного покрытия. В формуле (2.1) не учитывается влияние параметров и состояние шины, поскольку значение коэффициента сопротивления качению принимается одинаковым для всех колес автомобиля, что допустимо в учебных работах.

При моделировании процессов прямолинейного движения учитывают коэффициент сопротивления качению на каждом из колес, в таком случае сопротивление качению характеризуется суммарным моментом сопротивления качению, действующим на автомобиль:

$$M_f = \sum_{i=1}^n M_{fi} = \sum_{i=1}^n f_i R_{zi} r_{ki},$$

где f_i — коэффициент сопротивления качению i -го колеса; R_{zi} — нормальная реакция дороги на i -е колесо; r_{ki} — радиус качения i -го колеса; n — количество колес.

При использовании среднего коэффициента сопротивления качению автомобиля f_a момент сопротивления качению автомобиля можно найти по формуле

$$M_f = f_a r_{k0} m_a g \cos \alpha.$$

При определении сопротивления качению автомобиля необходимо учитывать, что с увеличением скорости коэффициент сопротивления качению увеличивается. Кроме того, принятое допущение об отсутствии подвески также компенсируют путем увеличения коэффициента сопротивления качению на 5–15 % в зависимости от типа покрытия. Чем больше неровностей на опорной поверхности, которые вызывают колебания подвески, тем больше будет расчетное значение коэффициента сопротивления качению, поскольку нормальная нагрузка на колесо при работе подвески изменяет свое значение и растут гистерезисные потери.

2.2.2. Сила сопротивления подъему

Гравитационное притяжение может создавать дополнительное сопротивление или, наоборот, способствовать разгону автомобиля в зависимости от продольного уклона дороги. При подъеме обороты двигателя плавно уменьшаются пропорционально возрастающей нагрузке. Такая дополнительная нагрузка, связанная с составляющей силы тяжести, называется **силой сопротивления подъему**. Данная сила определяется как проекция силы тяжести на ось Ox :

$$F_{\text{п}} = m_a g \sin \alpha.$$

При движении под уклон продольная проекция силы тяжести меняет свой знак и сонаправлена с силой тяги автомобиля. В таком случае данную проекцию называют **скатывающей силой**.

Продольный уклон дороги принято измерять в процентах, как это часто обозначено на дорожных знаках. Максимальный продольный уклон дороги может достигать 14–16 % для горной местности и больше в городских условиях. Продольным уклоном дороги называют отношение вертикальной составляющей подъема h к длине подъема на 1 км пути. Таким образом, чтобы определить угол наклона опорной поверхности дороги к горизонтали, можно воспользоваться следующей формулой:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{h}{L_{\text{под}}}\right) = \arctg\left(\frac{\text{уклон}[\%]}{100}\right).$$

2.2.3. Суммарное дорожное сопротивление

Силы сопротивления качению и сила сопротивления подъему характеризуют суммарное сопротивление со стороны дороги, поэтому вводится понятие суммарного дорожного сопротивления, которое определяется с помощью *коэффициента суммарного дорожного сопротивления* ψ :

$$\psi = f_a + \sin \alpha.$$

2.2.4. Сила сопротивления разгону

Помимо сил сопротивления, действующих при равномерном движении автомобиля с постоянной скоростью, при ускорении и торможении действует дополнительное сопротивление, связанное с инерцией масс автомобиля. Суммарное сопротивление разгону обусловлено действием силы сопротивления поступательно движущейся массы автомобиля и суммарного инерционного момента всех вращающихся масс: деталей двигателя, трансмиссии и колес автомобиля.

Силы инерции поступательно движущейся массы автомобиля:

$$F_{jn} = -m_a j_a = -\frac{dv}{dt},$$

где j_a и v — векторы ускорения и скорости автомобиля соответственно.

Суммарный инерционный момент всех вращающихся масс трансмиссии

$$M_{j_{тр}} = -\sum_{k=1}^{n_M} \left(\frac{J_{трk} u_{трk}}{r_k} \right) \frac{dv}{dt},$$

а суммарный инерционный момент деталей двигателя

$$M_{j_d} = -J_d \frac{d\omega_d}{dt},$$

где J_d — момент инерции деталей двигателя; $J_{тр}$ — момент инерции деталей трансмиссии соответственно.

Суммарный инерционный момент колес автомобиля можно определить как

$$M_{j_k} = -\sum J_k \frac{d\omega_k}{dt},$$

при этом разницей радиусов ведущих и ведомых колес пренебрегают.

Для того чтобы учесть влияние поступательно движущихся и вращающихся масс, используют приведенную силу инерции F_{ja} :

$$F_{ja} = m_a \left[1 + \frac{J_d u_{тр}^2 \eta_{тр} + J_{тр} + J_k}{m_a r_k^2} \right] \frac{dv}{dt}.$$

Приведенная сила инерции приложена к центру масс автомобиля и представляет собой совокупность силы инерции поступательных масс и инерционных моментов вращающихся деталей автомобиля при разгоне и торможении. Величину в скобках называют

коэффициентом приведенной массы (коэффициент учета вращающихся масс) $\delta_{п.м}$, с помощью которого учитывают неравномерность вращения и моменты инерции вращающихся деталей трансмиссии. Коэффициент приведенной массы показывает долю энергии, приходящейся на разгон вращающихся деталей в общих затратах на разгон, поэтому его значение увеличивается пропорционально квадрату передаточного числа.

Зачастую при расчете значения моментов инерции $J_d, J_{тр}, J_{к.ш}, J_{к.в}$ не известны, тогда $\delta_{п.м}$ определяют по эмпирической зависимости

$$\delta_{п.м} = 1 + \left(\delta_1 + \delta_2 u_{к.п}^2 \right) \frac{m_a + m_{пр}}{m_a},$$

где $\delta_1 = 0,03...0,05$ и $\delta_2 = 0,04...0,06$; $u_{к.п}$ — передаточное отношение коробки передач на включенной передаче; m_a — масса автомобиля; $m_{пр}$ — масса прицепа.

Следовательно, приведенную силу инерции можно найти по формуле

$$F_{ja} = m_a \delta_{пр} j_a.$$

Значение коэффициента учета вращающихся масс может изменяться в широких пределах: так для автомобилей с коробками переключения передач сложной структуры $\delta_{п.м}$ на низшей передаче может достигать 10, а на прямой передаче значение будет около 1,1.

2.3. Аэродинамическое сопротивление

Аэродинамическое сопротивление движению автомобиля зависит от многих факторов и определяет значительную долю затрат мощности на высших передачах, поэтому рассмотрим определение силы аэродинамического сопротивления отдельно от остальных сил.

При проектировании транспортных средств стремятся минимизировать сопротивление воздушной среды, обусловленное трением воздуха о корпус автомобиля в пограничных слоях, формированием зон повышенного и пониженного давления вокруг автомобиля, образованием турбулентных потоков. Силы трения являются касательными к корпусу автомобиля, силы, обусловленные переменным давлением

и турбулентностью потока, являются нормальными. Равнодействующую этих сил называют **силой аэродинамического сопротивления**.

При моделировании прямолинейного движения автомобиля считают, что сила аэродинамического сопротивления приложена в точке П (см. рис. 2.1), которую называют центром парусности автомобиля.

Проектирование транспортного средства направлено на максимально возможное снижение аэродинамического сопротивления и, таким образом, на сжигание меньшего количества топлива и экономию денег, используемых для покупки топлива, а также на снижение негативного воздействия на окружающую среду, такого как шум и выбросы.

Действие силы аэродинамического сопротивления пропорционально скоростному напору и квадрату скорости потока воздуха относительно корпуса автомобиля:

$$F_w = c_w A_{\text{л}} q = 0,5 \rho_{\text{воз}} c_w A_{\text{л}} v_{\text{пв}}^2,$$

где c_w — коэффициент обтекаемости; $A_{\text{л}}$ — площадь Миделя; q — скоростной напор, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с}^2)$; $\rho_{\text{воз}}$ — плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

В качестве площади Миделя принимают **лобовую площадь автомобиля $A_{\text{л}}$** , равную площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную продольной оси. Приближенное значение лобовой площади автомобиля можно вычислить по формуле

$$A_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} B_{\text{max}} H_{\text{max}},$$

где $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициент заполнения площади; B_{max} и H_{max} — наибольшие ширина и высота автомобиля соответственно.

Скорость воздушного потока в учебных проектах может быть принята равной скорости автомобиля.

Введем понятие **коэффициента сопротивления воздуха**

$$k_w = 0,5 c_w \rho_{\text{воз}},$$

тогда значение силы аэродинамического сопротивления может быть найдено по формуле

$$F_w = k_w A_{\text{л}} v_a^2.$$

Если принять, что плотность воздуха является постоянной величиной, то значение коэффициента сопротивления воздуха зависит от коэффициента обтекаемости автомобиля. В таблице ниже приве-

дены значения коэффициентов обтекаемости и сопротивления воздуха для различных автомобилей.

Обтекаемость автомобиля зависит от формы кузова и является относительным показателем. Принято считать, что тело прямоугольной формы имеет коэффициент обтекаемости равный единице. Таким образом, экспериментально определяя величину воздушного сопротивления и сравнивая это значение с эталонным, определяют значение коэффициента обтекаемости для предметов различных форм.

Сопротивление воздуха, обусловленное формой предмета, достигает 60–80 % от общего значения (большие значения для легковых автомобилей), до 10 % приходится на поверхностное трение, до 15 % энергии расходуется на сопротивление выступающих элементов кузова, еще 15 % расходуется на внутреннее сопротивление, связанное с прохождением потоков воздуха в подкапотном пространстве и салоне автомобиля [5].

Коэффициенты обтекаемости и сопротивления воздуха

Марка автомобиля	c_x	k_w , Н·с ² /м ⁴
ВАЗ-2101	0,46	0,39
ВАЗ-21092	0,37	0,36
ВАЗ-21080	0,36	0,25
BMW 735i E32	0,32	0,20
ГАЗ-3105	0,35	0,22
DaewooMatiz	0,36	0,23
Ferrari F12 Berlinetta 2012	0,3	0,19
FordFiesta ST (mk5) 2007	0,34	0,21
HondaCivicType R 2008	0,34	0,21
Mercedes-Benz CL500 (C215) 2000	0,28	0,18
Nissan GT-R (R35) 2009	0,27	0,17
ГАЗ-3302 (бортовой)	0,59	0,37
ГАЗ-33022 (фургон)	0,54	0,34
КамАЗ-320 (бортовой)	1,02	0,64
КамАЗ-320 (тент)	0,68	0,43
МАЗ-5336 (тент)	0,79	0,52

На рис. 2.2 представлено распределение значения коэффициента обтекаемости для транспортных средств различных категорий.

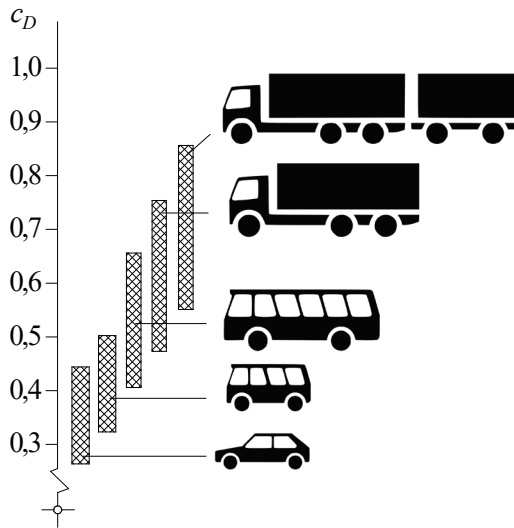


Рис. 2.2. Значение коэффициента обтекаемости для автотранспортных средств различных категорий [6]

Для достижения хороших аэродинамических свойств магистральных тягачей необходимо исключить области высокого давления кузова транспортного средства во время контакта с воздухом и таким образом обеспечить ламинарное течение воздушного потока по всему периметру транспортного средства. Выделяют четыре основных зоны высокого давления кузова автомобиля:

- фронтальная зона автомобиля;
- разрыв между кабиной и полуприцепом;
- боковая и нижняя часть грузового транспортного средства;
- пространство за прицепом автомобиля.

До 75 % аэродинамического сопротивления связано с полуприцепом или прицепом. Производители полуприцепов стремятся производить аэродинамические полуприцепы с использованием компонентов, которые улучшают аэродинамические характеристики и таким образом снижают расход топлива.

Добиться идеальной формы с точки зрения аэродинамики для грузового автомобиля не предоставляется возможным, но есть ряд пунктов, к которым стремится большинство производителей зарубежных грузовых автомобилей, например отсутствие незакругленных кромок, высокая обтекаемая крыша, полностью закрывающая прицеп (рис. 2.3).

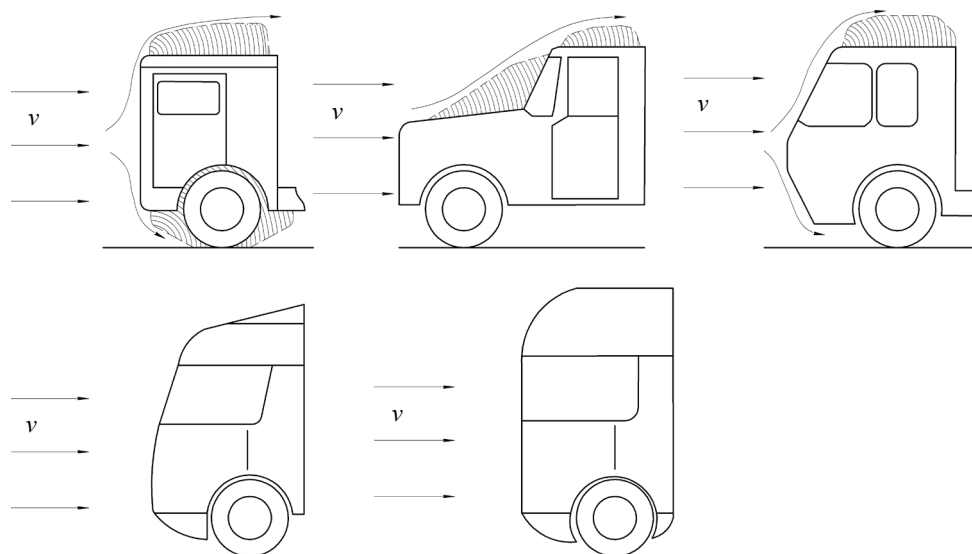


Рис. 2.3. Влияние формы кабины на образование турбулентных потоков

Несмотря на постепенное совершенствование формы кабины и кузова заводами-производителями, большей популярностью для снижения сопротивления воздуха пользуются внешние аэродинамические устройства. Установка таких элементов позволяет без изменения основных формообразующих элементов кабины и кузова существенно улучшить обтекаемость автопоезда без больших капитальных затрат.

2.4. Нормальные реакции и перераспределение нормальных реакций

Нормальные реакции, действующие со стороны опорной поверхности на колеса автомобиля, определяют не только максимальное значение сцепных сил, но и влияют на значение сил сопротивления качению, величину продольных и боковых реакций. В процессе движения нормальные реакции на колесах непрерывно изменяются, увеличение нормальных реакций на передних колесах на величину ΔR_z вызывает уменьшение нормальных реакций задних колес на ту же величину (рис. 2.4).

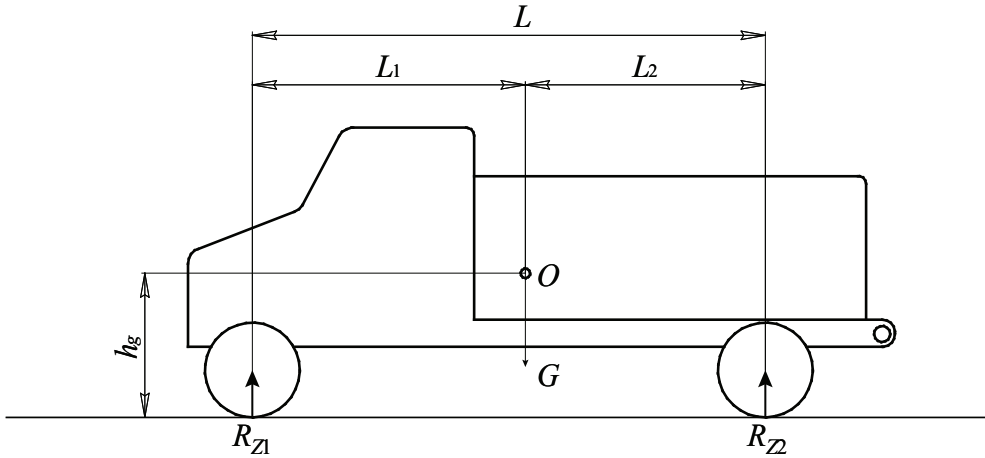


Рис. 2.4. Схема вертикальных реакций, действующих на автомобиль со стороны дороги

Помимо перераспределения реакций между осями, в процессе движения происходит изменение нормальных реакций на правых и левых колесах, однако согласно принятой в подглаве 2.1 расчетной модели вводим допущение, что этого не происходит.

Рассмотрим, каким образом силы и моменты, действующие на автомобиль при прямолинейном движении, влияют на перераспределение нормальных реакций. Для этого составим уравнения моментов относительно центра пятна контакта каждой из осей, используя рис. 2.1, и выразим значения нормальных реакций R_{Z1} и R_{Z2} :

$$R_{Z1} = \frac{l_2 G_a \cos \alpha - M_f - F_w h_w - h_c (F_h + F_{ja})}{L}, \quad (2.1)$$

$$R_{Z2} = \frac{l_1 G_a \cos \alpha + M_f + F_w h_w + h_c (F_h + F_{ja})}{L}. \quad (2.2)$$

Сила сопротивления воздуха и момент сопротивления качению способствуют увеличению нормальных реакций, приходящихся на заднюю ось, и уменьшению реакций передней оси. Для заднеприводных автомобилей такое влияние является положительным, поскольку увеличивается значение максимально реализуемого момента. Для переднеприводных автомобилей уменьшение нормальных реакций передней оси способствует снижению реализуемого сцепного момента.

Приведенная сила инерции догружает заднюю ось при разгоне и разгружает при торможении, что, как и в случае, описанном выше, является преимуществом классической и заднемоторной компоновки. Сила тяжести в зависимости от уклона может догружать или разгружать заднюю ось.

Обозначим вертикальные реакции у неподвижно стоящего автомобиля G_1 и G_2 :

$$G_1 = G_a \frac{l_2}{L},$$

$$G_2 = G_a \frac{l_1}{L}.$$

Отношение нормальных реакций, действующих на колеса движущегося автомобиля, к нормальным реакциям, действующим на колеса неподвижного автомобиля, называют **коэффициентом перераспределения нормальных реакций**:

$$k_{z1} = \frac{R_{z1}}{G_1},$$

$$k_{z2} = \frac{R_{z2}}{G_2}.$$

Во время разгона автомобиля предельные значения коэффициентов перераспределения нагрузки $k_{z1} = 0,7 \dots 0,9$ и $k_{z2} = 1,1 \dots 1,3$. Упростив выражения (2.1) и (2.2) с учетом, что перераспределение вызвано интенсивным разгоном (торможением) автомобиля, формулы для определения коэффициентов перераспределения можно записать в виде:

а) при интенсивном разгоне

$$k_{z1} = \frac{L(l_2 - \varphi h_g)}{l_2(L - \varphi h_g)},$$

$$k_{z2} = \frac{L}{L - \varphi h_g}; \quad (2.3)$$

б) при торможении

$$k_{z1} = 1 + \frac{\varphi h_g}{L_2},$$

$$m_{p2} = 1 - \frac{\varphi h_g}{L_1}.$$

Приведенные значения коэффициентов свидетельствуют о том, что во время разгона автомобиля нагрузка на передний мост уменьшается, а на задний — увеличивается в сравнении с нагрузками при статическом положении автомобиля. При торможении происходит обратное явление.

Задания для самостоятельной работы к главе 2

1. Автомобиль ВАЗ-2101 (масса 1300 кг) движется со скоростью 50 км/ч, потери мощности на суммарное сопротивление дороги составляют 18 кВт. Определить коэффициент суммарного сопротивления дороги.

2. Чему равен фактор обтекаемости автомобиля при скорости 30 м/с и силе сопротивления воздуха 1400 Н?

3. Автомобиль движется со скоростью 20 м/с по шоссе, вдоль которого дует ветер со скоростью 5 м/с. Во сколько раз сила и мощность сопротивления воздуха больше при встречном ветре, чем при попутном?

4. Автобус движется по горизонтальному участку дороги со скоростью 6 м/с и ускорением 1 м/с². Масса автобуса 10880 кг; расстояние от центра масс: до передней оси 2,75 м; до задней оси 1,45 м; до поверхности дороги 1,5 м. Коэффициент сопротивления воздуха 0,37 Н·с²/м⁴; площадь Миделя 6,6 м²; высота центра парусности 1,7 м; коэффициент сопротивления качению 0,02; статический радиус колес 0,5 м. Рассчитать нормальные реакции, действующие на передние и задние колеса автобуса.

5. Автобус с колесной формулой 4×2 разгоняется с максимальным ускорением 2,9 м/с². Масса автобуса 7800 кг; координаты центра масс: расстояние до передней оси 2,44 м; до задней оси 1,16 м; до поверхности дороги 1,5 м. Чему равна максимальная тяговая сила на ведущих колесах, если коэффициент сцепления равен 0,6?

3. Определение основных параметров автомобиля

Рынок автомобильной техники представлен широчайшей номенклатурой и разнообразием моделей. Тем не менее с каждым днем появляются все новые и новые задачи в народном хозяйстве и изменяется спрос и мода у потребителей частного рынка. В связи с этим проектирование автомобилей, опирающееся на эксплуатационные и потребительские свойства, остается одной из главных задач отрасли.

Эксплуатационные свойства характеризуются оценочными показателями, которые зависят от ряда конструктивных параметров. *Параметры* количественно или качественно характеризуют свойства или режим работы технических объектов. При проектировании автотранспортного средства определению подлежат его внутренние параметры, то есть параметры систем, узлов и механизмов.

Начальный этап проектирования состоит в разработке технического задания на транспортное средство, в котором приводятся требования к базовым параметрам на основе анализа условий эксплуатации автомобиля и его назначения, характеристик режимов движения и климатических условий, регламентов и стандартов, регулирующих сферу сбыта автомобилей.

Основные параметры транспортных средств описаны типажом подвижного состава, однако можно выделить ряд параметров, которые первоочередно подлежат определению для автомобилей всех типов: массогабаритные характеристики, тип и параметры характеристик двигателя, структура трансмиссии и параметры ее механизмов. Предварительные значения основных параметров определяют исходя из условий эксплуатации, после чего они подлежат оптимизации в процессе проектирования конкретных узлов и механизмов автомобиля.

3.1. Массогабаритные параметры

Масса автомобиля является одним из ключевых параметров и лежит в основе классификации транспортных средств. Масса автомобиля входит в большинство расчетных формул оценочных показателей и влияет на характеристики автомобиля. Так, она оказывает значительное влияние на тягово-скоростные свойства, топливную экономичность, плавность хода и устойчивость. Очевидно, что для различных условий эксплуатации масса автомобиля может меняться в зависимости от массы перевозимого груза или количества пассажиров, поэтому введем следующие понятия.

Полная масса автомобиля — это максимальная масса транспортного средства с учетом массы водителя, экипажа и пассажиров, необходимого оборудования, а также наибольшей массы груза, которая может быть перевезена с учетом допустимых нагрузок на оси.

Снаряженная масса автомобиля — масса транспортного средства, включающая массу 100 % масел, охлаждающей жидкости и других жидкостей, массу не менее 90 % топлива, массу водителя (75 кг), массу кузова, кабины, сцепного устройства, запасного колеса, инструментов, в случае, если они предусмотрены изготовителем [7].

Помимо двух указанных параметров, технические характеристики автомобиля включают в себя **грузоподъемность** — назначенная изготовителем предельная величина массы грузов, нагрузки на ось (или группы осей), отражающая конструктивные особенности конкретных транспортных средств, которую данный автомобиль может перевезти.

Для автопоездов используют понятие полной массы автопоезда или **технически допустимой максимальной массы комбинации (автопоезда)** — максимальное значение суммы масс комбинации груженого механического транспортного средства и груженого(ых) прицепа(ов), обусловленная конструкцией механического транспортного средства и установленная изготовителем механического транспортного средства [7].

Полная масса автомобиля лежит в основе классификации грузовых автомобилей, принятой в СССР, при этом многие автопредприятия в странах СНГ до сих пор используют эти рекомендации при маркировке своих автомобилей. В процессе унификации с мировой

системой маркировки транспортных средств за основу были приняты рекомендации Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН). На основе этих рекомендаций введен государственный стандарт ГОСТ Р 52051–2003 «Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения». Полная масса автомобилей лежит в основе определения категории транспортного средства (табл. 3.1) [8].

Стоит отметить, что определение оценочных показателей эксплуатационных свойств и требования к ним, как правило, отличаются для разных категорий транспортных средств. Следовательно, с точки зрения процесса проектирования и эксплуатации автотранспортных средств определение полной массы является ключевым этапом, от которого зависят дальнейшие требования к конструкции и безопасности транспортного средства.

Таблица 3.1

**Классификация механических транспортных средств
по ГОСТ Р 52051–2003**

Класс	Категория	Описание
L	Механические транспортные средства, имеющие менее четырех колес, и квадроциклы	
	L ₁	Двухколесный мопед
	L ₂	Трехколесный мопед
	L ₃	Мотоцикл
	L ₄	Мотоцикл с коляской
	L ₅	Трицикл
	L ₆	Легкий квадроцикл (массой до 350 кг)
	L ₇	Квадроцикл (массой до 400 кг)
M	Механические транспортные средства, имеющие не менее четырех колес и используемые для перевозки пассажиров	
	M ₁	Транспортные средства, используемые для перевозки пассажиров и имеющие, помимо места водителя, не более восьми мест для сидения
	M ₂	Транспортные средства, используемые для перевозки пассажиров, имеющие, помимо места водителя, более восьми мест для сидения, максимальная масса которых не превышает 5 т
	M ₃	Транспортные средства, используемые для перевозки пассажиров, имеющие, помимо места водителя, более восьми мест для сидения, максимальная масса которых превышает 5 т

Окончание табл. 3.1

Класс	Категория	Описание
N		Механические транспортные средства, имеющие не менее четырех колес и предназначенные для перевозки грузов
	N ₁	Транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, имеющие максимальную массу не более 3,5 т
	N ₂	Транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, имеющие максимальную массу свыше 3,5 т, но не более 12 т
	N ₃	Транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, имеющие максимальную массу более 12 т
O		Прицепы (включая полуприцепы)
	O ₁	Прицепы, максимальная масса которых не более 0,75 т
	O ₂	Прицепы, максимальная масса которых свыше 0,75 т, но не более 3,5 т
	O ₃	Прицепы, максимальная масса которых свыше 3,5 т, но не более 10 т
	O ₄	Прицепы, максимальная масса которых более 10 т

Для грузовых автомобилей важным с экономической точки зрения является параметр удельной грузоподъемности, который определяется как отношение грузоподъемности m_r к снаряженной массе автомобиля m_0 :

$$k_{\text{уд.г}} = \frac{m_r}{m_0}.$$

Чем выше значение данного показателя, тем совершеннее конструкция грузового автомобиля. Для автомобилей повышенной проходимости, имеющих привод всех осей, коэффициент будет ниже при той же грузоподъемности. Также из-за ограниченной несущей способности дорог вводятся ограничения на максимальную грузоподъемность и габариты, вследствие чего автопроизводители грузовых автомобилей стремятся максимально сократить снаряженную массу, чтобы увеличить грузоподъемность при той же полной массе и тем самым увеличить производительность автомобиля.

Для автобусов одним из ключевых параметров является **пассажировместимость** — максимальное количество пассажиров, которые могут быть одновременно перевезены автобусом, исходя из его прочности и размеров кузова, при соблюдении допустимых значений нагрузок на опорную поверхность дороги. Массу одного пассажира $m_{\text{пас}}$ ус-

редненно принимают равной 75 кг, массу багажа на одного пассажира в городском автобусе $m_{\text{баг}}$ — 3 кг и в междугороднем — 10 кг, масса ручной клади $m_{\text{рк}}$ — 3 кг, тогда грузоподъемность автобуса может быть рассчитана по формуле

$$m_{\text{г}} = n_{\text{пас}} (m_{\text{пас}} + m_{\text{баг}} + m_{\text{рк}}).$$

Стоит отметить, что основным параметром автобусов является габаритная длина. Пассажировместимость и габаритная длина связаны между собой — и в табл. 3.2 приведены значения количества пассажиров для автобусов разных классов.

Таблица 3.2

Классы автобусов и их пассажировместимость

Номер класса	Класс	Габаритная длина, м	Количество пассажиров
2	Особо малый	До 5	15–8
3	Малый	От 6 до 7,5	30–38
4	Средний	От 8 до 9,5	90–100
5	Большой	От 10,5 до 12	115–120
6	Особо большой	Более 16	175–190

Кроме конструктивных ограничений массы производителем, которые зависят от несущей способности узлов автотранспортных средств, ограничения вводятся со стороны дорожных служб. Максимально допустимые нагрузки на оси автомобиля, предназначенного для эксплуатации по дорогам общего пользования, регламентируются постановлением Правительства РФ от 15.04.2011 № 272 «Об утверждении Правил перевозок грузов автомобильным транспортом» и приведены в табл. 3.3 [9].

Таблица 3.3

Значение допустимых нагрузок на ось транспортного средства

Расположение осей транспортного средства	Расстояние между сближенными осями, м	Допустимая нагрузка на ось колесного транспортного средства для автомобильной дороги, тс		
		6	10	11,5
Одиночная ось	Свыше 2,5	5,5 (6)	9 (10)	10,5 (11,5)
Группа сближенных сдвоенных осей	До 1	8 (9)	10 (11)	11,5 (12,5)
	Свыше 1 до 1,3	9 (10)	13 (14)	14 (16)
	Свыше 1,3 до 1,8	10 (11)	15 (16)	17 (18)
	Свыше 1,8 до 2,5	11 (12)	17 (18)	18 (20)

Окончание табл. 3.3

Расположение осей транспортного средства	Расстояние между сближенными осями, м	Допустимая нагрузка на ось колесного транспортного средства для автомобильной дороги, тс		
		6	10	11,5
Группа сближенных строенных осей	До 1	11 (12)	15 (16,5)	17 (18)
	Свыше 1 до 1,3	12 (13)	18 (19,5)	20 (21)
	Свыше 1,3 до 1,8	13,5 (15)	21 (22,5)	23,5 (24)
	Свыше 1,8 до 2,5	15 (16)	22 (23)	25 (26)
Группа сближенных осей с количеством осей более 3 (не более 2 односкатных или двускатных колес на оси)	До 1	3,5 (4)	5 (5,5)	5,5 (6)
	Свыше 1 до 1,3	4 (4,5)	6 (6,5)	6,5 (7)
	Свыше 1,3 до 1,8	4,5 (5)	6,5 (7)	7,5 (8)
	Свыше 1,8 до 2,5	5 (5,5)	7 (7,5)	8,5 (9)
Группа сближенных осей с количеством осей 2 и более (по 4 (включительно) и более одно- или двускатных колеса на оси)	До 1	6 (6,5)	9,5 (10)	11 (11,5)
	Свыше 1 до 1,3	6,5 (7)	10,5 (11)	12 (12,5)
	Свыше 1,3 до 1,8	7,5 (8)	12 (12,5)	14 (14,5)
	Свыше 1,8 до 2,5	8,5 (9)	13,5 (14)	16 (16,5)

Документы [8] и [9] также регламентируют габаритные размеры транспортных средств, эксплуатация которых предполагается на дорогах общего пользования. Длина транспортных средств не должна превышать: для одиночного транспортного средства категорий M_1 , N и O — 12 м; для автопоезда в составе тягача и прицепа (полуприцепа) — 20 м; для транспортного средства категории L — 4 м. Ширина транспортных средств не должна превышать: для транспортных средств категории M_1 , N , O — 2,55 м; для изотермических кузовов транспортных средств с толщиной термоизолирующей стенки не менее 45 мм — 2,6 м; для транспортных средств категории L , кроме двухколесных мопедов, — 2 м; для двухколесных мопедов — 1 м. Высота транспортных средств не должна превышать: для транспортных средств категорий M_1 , N , O — 4 м; для транспортных средств категории L — 2,5 м.

Помимо габаритных размеров, для описания физических процессов движения колесной машины необходимо знать положение центра масс автомобиля, колесную базу и колею. Для нахождения центра масс определяют его высоту h_c и продольные координаты l_1 и l_2 от передней и задней осей автомобиля соответственно. Для автомобиля со сдвоенным мостом (тележкой) l_2 представляет собой расстояние от оси баллансира до центра масс.

Расстояние между передней и задней осью двухосного автомобиля называется его **колесной базой** L . Для трех-, четырех- и многоосного автомобиля расстояние L будет определяться как расстояние между центрами масс, приходящимися на сдвоенные мосты (тележки). Данный параметр оказывает влияние на управляемость и устойчивость транспортного средства и, как правило, выбирается аналогично такому же параметру транспортных средств того же класса.

Расстояние между центрами пятна контакта колес одной оси называется **колеей автомобиля** B . Как правило, колея передней и задней оси отличаются друг от друга для обеспечения лучшей управляемости.

Высоту центра масс h_c на первом этапе можно определить по выражению

$$h_c = (0,2 \dots 0,35) L,$$

где меньшие значения соответствуют легковым автомобилям в снаряженном состоянии, большие значения — грузовым автомобилям.

Значения продольных координат центра масс l_1 и l_2 зависят от компоновки автомобиля, то есть от массы, приходящейся на каждую ось, и на этапе проектирования при выборе компоновочной схемы задаются приближенным соотношением масс, приходящихся на оси. Далее на основе получившегося распределения масс значения l_1 и l_2 уточняются:

$$l_1 = \frac{m_{a2}}{m_a} L; \quad l_2 = \frac{m_{a1}}{m_a} L.$$

После выбора снаряженной и допустимой массы, их распределения по осям, а также основных геометрических параметров автомобиля переходят к определению колесной формулы автомобиля, сцепного веса и количества мостов.

Количество мостов принимается исходя из условия оптимального распределения полной массы и допустимых значений осевой нагрузки. Легковые автомобили выполняются двухосными, поскольку имеют низкое значение полной массы. Для грузовых автомобилей и автобусов на первом этапе принимается решение об использовании одно- или двускатных колес. Для улучшения проходимости автомобиля колеса управляемой оси всегда выполняются односкатными, так как давление на грунт увеличивается за счет малой площади и расход топлива уменьшается. Односкатные колеса используются на автомобилях высокой проходимости. Двускатная ошиновка применяется для больше-

грузных автомобилей для уменьшения давления на дорожное полотно в целях увеличения грузоподъемности автомобиля.

Количество мостов приближено можно вычислить по формуле

$$n_m = \frac{m_a g}{F_{\text{доп}}}, \quad (3.1)$$

где $F_{\text{доп}}$ — максимально допустимая осевая нагрузка на дорогу (см. табл. 3.3). При этом стоит помнить, что значение $F_{\text{доп}}$ отличается для мостов с односкатными и двускатными колесами и имеет меньшее значение для управляемых мостов.

Далее, значение n_m округляется в большую сторону. Исходя из конструкции моста, производится распределение массы по осям с учетом максимально допустимых значений. С точки зрения износа шин и реализации максимальной производительности, то есть обеспечения максимальной грузоподъемности, идеальным является равномерное распределение массы по всем колесам. Однако с точки зрения реализации максимальных тяговых усилий это не всегда так и зависит от колесной формулы автомобиля.

Колесная формула показывает общее количество колес автомобиля и количество ведущих колес (4×2). Данный параметр выбирают исходя из назначения и условий эксплуатации. Для движения по грунтам с низким коэффициентом сцепления используют полноприводные автомобили, колесная формула которых содержит два одинаковых числа (4×4 , 6×6). Для обеспечения надежного трогания автомобиля с места ставится задача определения количества ведущих мостов большегрузных автомобилей.

Количество ведущих мостов определяет такой параметр, как **цепной вес автомобиля** $G_{\text{аф}}$, то есть вес, приходящийся на ведущие оси:

$$G_{\text{аф}} = m_{\text{аф}} g,$$

где $m_{\text{аф}}$ — сцепная масса, кг.

Для автомобилей, эксплуатация которых предусматривается по дорогам с твердым покрытием, минимальное значение сцепной массы составляет 29–32 % от общей массы автомобиля. Для автомобилей повышенной проходимости данное значение должно быть не ниже 40–45 %.

Увеличение сцепной массы позволяет реализовать больший крутящий момент по условию сцепления колеса с дорогой для неполно-

приводных автомобилей. Поэтому грузовые автомобили с колесной формулой 6×2 или 8×2 не выпускаются. По этой же причине на неполноприводных автомобилях нецелесообразно использовать равномерное распределение масс по осям.

Ниже в зависимости от типа автомобиля приведены значения сцепной массы в процентах от полной массы автомобиля:

легковые автомобили:

заднеприводные с передним расположением двигателя.....	52–55
заднеприводные с задним расположением двигателя.....	56–60
переднеприводные с передним расположением двигателя	53–57

автобусы:

городские, пригородные и междугородные	67–70
для местных перевозок	70–75

грузовые автомобили:

колесная формула 4×2	41–67
колесная формула 6×4	54–76

автопоезда:

колесная формула 4×2	34–52
колесная формула 6×4	38–46

Меньшие значения для грузовых автомобилей и автопоездов соответствуют снаряженному состоянию автомобиля, большие — для автомобилей с полной нагрузкой.

Определив колесную формулу автомобиля и значение сцепной массы, необходимо проверить, не превышает ли нагрузка предельно допустимых значений осевой нагрузки $F_{\text{доп}}$ (см. табл. 3.3). Поскольку выражение (3.1) подходит при равномерном распределении массы по осям, при выборе увеличения веса на ведущие оси неполноприводного автомобиля возможно превышение нормативных значений. В этом случае необходимо или увеличить количество осей, или изменить сцепной вес. Такая же проверка необходима на заключительном этапе проектирования, когда массы и расположение всех узлов, механизмов и систем уточнены.

3.2. Определение потребной мощности и характеристик двигателя

3.2.1. Двигатель внутреннего сгорания

С помощью мощности двигателя и его характеристик определяют тяговые возможности автомобиля, топливную экономичность и его способность к динамичным разгонам, поэтому определение потребной мощности и выбор двигателя внутреннего сгорания являются одним из наиболее важных этапов в проектировании. Потребная мощность двигателя рассчитывается по произведению касательной силы тяги на колесах и скорости движения автомобиля:

$$N_e = \frac{F_k v}{1000 \eta_{тр}}, \quad (3.2)$$

где F_k — касательная сила тяги на движителе, необходимая для преодоления суммарной силы сопротивления движению, Н; v — максимальная скорость движения АТС, м/с; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии.

КПД трансмиссии определяется потерями в зубчатых зацеплениях, карданных шарнирах, подшипниках и т. д., поэтому выбор КПД трансмиссии должен обосновываться предполагаемой кинематической схемой ТС. Наиболее высокий КПД будут иметь легковые переднеприводные автомобили, поскольку у них отсутствуют потери в карданных шарнирах. Наиболее низкий КПД будут иметь трансмиссии многоосных автомобилей с гидродинамической передачей из-за потерь в конических парах мостов и значительных гидравлических потерь. В подглаве 2.3 приведены формулы для определения КПД трансмиссии в зависимости от ее структуры и примерные значения для разных автомобилей.

Касательная сила тяги находится из уравнения тягового баланса

$$F_k = F_f + F_h + F_j + F_w + F_{кр}, \quad (3.3)$$

где F_f — сила сопротивления качению; F_h — сила сопротивления подъему с углом α ; F_j — сила инерции поступательно движущихся масс или сопротивление разгону; F_w — сила сопротивления воздушной среды; $F_{кр}$ — сила сопротивления от буксирования прицепа, складывающая-

ся из сил суммарного дорожного сопротивления и сопротивления воздушной среды движению прицепа и определяемая по аналогичным формулам из подглавы 2.3.

Формулы для определения сил, входящих в выражение (3.3), подробно разобраны в главе 2.

Значение касательной силы тяги определяется в соответствии с режимом эксплуатации автомобиля. Если рассмотреть приведенную формулу для касательной силы тяги, то можно сделать вывод, что сила тяги будет максимальна при максимальных значениях слагаемых, входящих в формулу, однако на практике такой режим не возможен. Такому режиму соответствует движение с максимальной скоростью в подъем полностью груженного автомобиля по покрытию с высоким коэффициентом сопротивления качению, при разгоне с максимальной интенсивностью.

При проектировании легковых автомобилей потребная мощность двигателя рассчитывается из условия обеспечения максимальной скорости в наиболее вероятных дорожных условиях, которые, как правило, соответствуют движению по асфальтобетонным дорогам с небольшим продольным уклоном. При движении с максимальной скоростью ускорение невозможно, поэтому будет отсутствовать сопротивление разгону, тогда формула (3.2) будет иметь вид

$$N_{e \text{ потр}} = \frac{(F_f + F_h + F_w) v_{\max}}{1000 \eta_{\text{тр}}}.$$

Стоит отметить, что выбранные дорожные условия должны соответствовать тем условиям, при которых достижение максимальной скорости должно быть возможным. При расчете потребной мощности закладывают небольшой уклон дороги (до 3 %) и среднее значение коэффициента сопротивления качению асфальтобетонной дороги, то есть отличные от идеальных дорожные условия.

Одной из основных характеристик двигателя, определяющей эксплуатационные свойства автомобиля, является внешняя скоростная характеристика (рис. 3.1).

Внешней скоростной характеристикой называют зависимости эффективной мощности и вращающего момента на валу двигателя от частоты его вращения при установившемся режиме работы и полной подаче топлива.

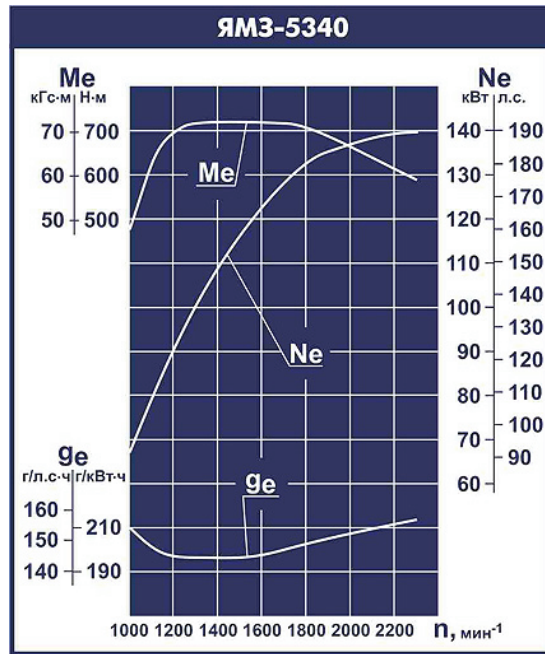


Рис. 3.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-5340 для автомобилей группы ГАЗ [10]

На этапе проектирования автомобиля двигатель выбирается согласно назначению транспортного средства: для выполнения тяговых работ необходим значительный крутящий момент в большом диапазоне оборотов, для обеспечения динамики разгона кривая момента должна быть более выгнутой и т. д. Для численного сравнения характеристик используется ряд ключевых значений внешней скоростной характеристики (рис. 3.2): максимальная мощность двигателя $N_{e \max}$, максимальный крутящий момент $M_{e \max}$, крутящий момент при максимальной мощности M_N , обороты при максимальной мощности n_N , обороты при максимальном моменте двигателя n_M , максимальные обороты двигателя n_{\max} .

Помимо данных значений, используются **коэффициенты приспособляемости** k_M и k_ω , которые характеризуют способность двигателя преодолевать нагрузки, обусловленные повышением сопротивления дороги или разгоном, без необходимости переключения на пониженную передачу. Расчет коэффициентов производится по формулам

$$k_M = \frac{M_{e \max}}{M_N}, \quad k_\omega = \frac{n_N}{n_M}.$$

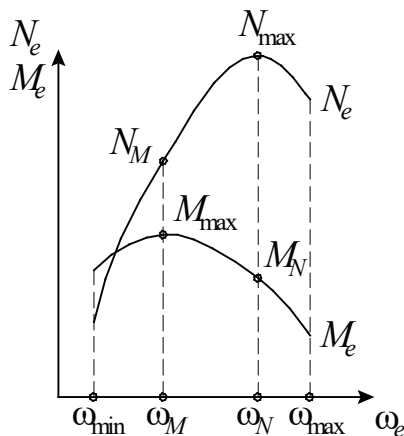


Рис. 3.2. Ключевые параметры внешней скоростной характеристики

Значение коэффициентов приспособляемости современных двигателей варьируется в диапазоне $k_M = 1,1 \dots 2,5$ и $k_\omega = 1,4 \dots 1,8$. Чем выше значение данных коэффициентов, тем выше средняя скорость автомобиля и динамика разгона. Для большегрузных транспортных средств, как правило, устанавливают дизельные двигатели, у которых в определенном диапазоне оборотов мощность не изменяется. Такая характеристика позволяет получить участок изменения крутящего момента близкий к идеальной форме с точки зрения тягового усилия на колесах.

По внешней скоростной характеристике видно, что двигатель внутреннего сгорания имеет несколько недостатков в качестве двигателя транспортной машины:

- кривая момента близка к полиному n -степени, в то время как идеальной формой кривой момента считается гипербола, то есть снижение тягового момента с увеличением скорости при постоянной мощности;
- двигатель начинает устойчивую работу на определенных оборотах, следовательно, движение с нулевых оборотов невозможно;
- максимальная мощность двигателя достигается на определенных оборотах.

Данные недостатки решаются при помощи трансмиссии, характеристики и принципиальные схемы которой будут разобраны в подглаве 3.3.

Внешние скоростные характеристики (ВСХ) двигателей различной конструкции отличаются друг от друга; на рис. 3.3 приведены ВСХ различных двигателей, полученные на испытательном стенде.

При расчете эксплуатационных свойств предпочтительно использовать ВСХ, указанные в паспорте двигателя. В том случае, если найти готовую характеристику нет возможности, приближенно используют формулы Лейдермана, однако полученные значения и формы кривых будут отличаться от действительных.

Для построения кривой мощности в учебных проектах используют полином 3-й степени. Однако чем выше степень полинома, тем точнее расчеты и форма кривой на характеристике:

$$N_e = N_{e \max} \left[a \left(\frac{n_i}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 + c \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^3 \right],$$

где n_i — расчетная частота вращения; a, b, c — коэффициенты, рассчитываемые по коэффициентам приспособляемости.

Для двигателей с регулятором частоты вращения, у которых максимальная мощность достигается на максимальных оборотах, коэффициенты a, b и c определяются по формулам

$$\begin{aligned} a &= 1 - \frac{k_\omega (2 - k_\omega)(k_M - 1)}{(k_\omega - 1)^2}, \\ b &= 2 \frac{k_\omega (k_M - 1)}{(k_\omega - 1)^2}, \\ c &= \frac{k_\omega^2 (k_M - 1)}{(k_\omega - 1)^2}. \end{aligned}$$

Для двигателей, не имеющих регулятора частоты вращения, коэффициенты a, b и c определяются по формулам

$$\begin{aligned} c &= \frac{k_M - 1}{k_\omega^2 - k_\omega + 1}, \\ b &= 2ck_\omega, \\ a &= 1 - b + c. \end{aligned}$$

Кривую крутящего момента двигателя строим как полином второй степени, используя выражение

$$M_e = M_N \left[a + b \left(\frac{n_i}{n_N} \right) + c \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 \right].$$

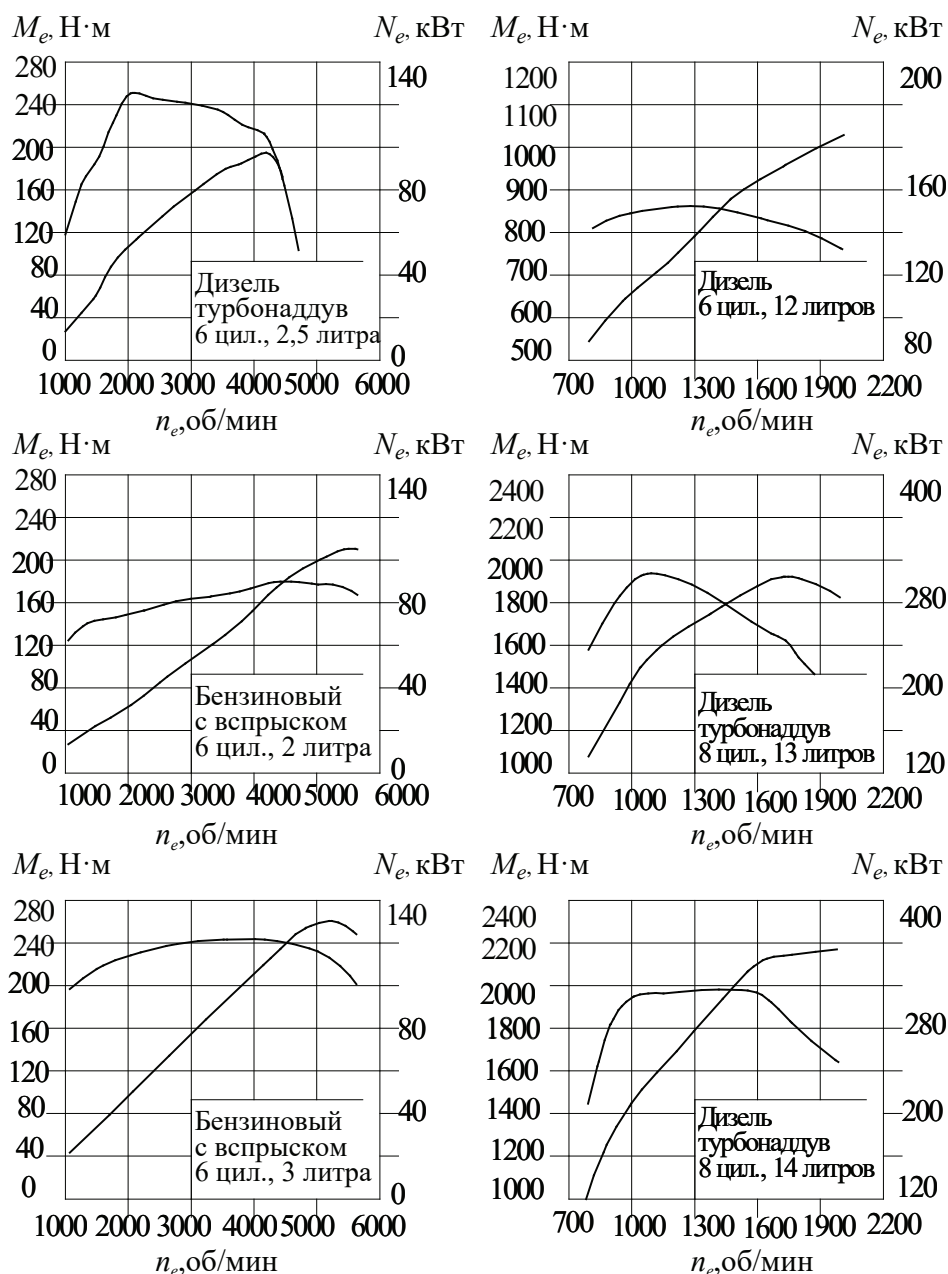


Рис. 3.3. Внешние скоростные характеристики различных ДВС [11]

Эксплуатация автомобиля ведется на режимах с различной степенью подачи топлива, поэтому, помимо внешней скоростной характе-

ристики, используют частичные скоростные характеристики (рис. 3.4), которые представляют собой группу кривых крутящего момента, полученные при разной подаче топлива.

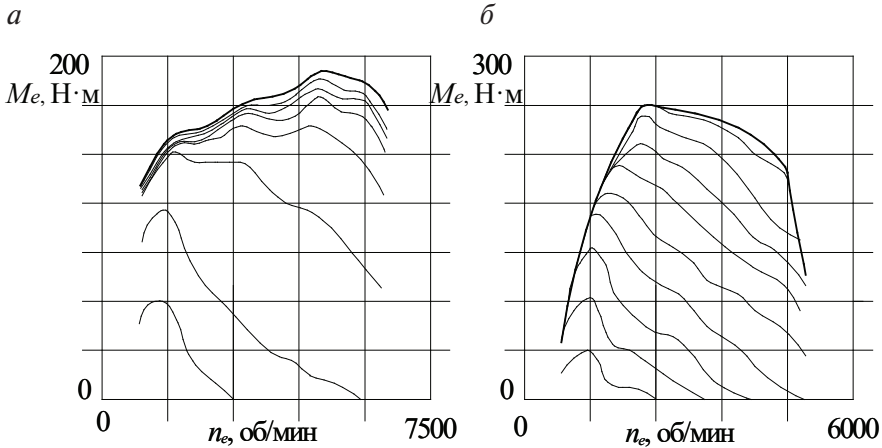


Рис. 3.4. Частичные скоростные характеристики двигателей:
а — бензинового; б — дизельного [11]

Из рис. 3.4 видно, что дизельные двигатели имеют меньший разбег оборотов коленчатого вала, чем инжекторные двигатели, но при этом более равномерное распределение кривых момента, следовательно, при тех же условиях автомобиль с дизельным двигателем будет более приспособлен к изменяющимся нагрузкам. Данную особенность необходимо учитывать при выборе типа и структуры трансмиссии.

3.2.2. Гибридные и электрические автомобили

Одной из последних тенденций в автомобилестроении является повышение экологичности транспортных средств за счет использования гибридных или электрических силовых установок. Преимуществами гибридных и электромобилей является сниженный расход топлива и соответственно уровень выбросов в атмосферу.

Выделяют гибриды двух типов — полные (full hybrids) и умеренные (mild hybrids). Полные гибриды способны проехать некоторое расстояние только на электрической тяге, тогда как в умеренных гибридах электрический двигатель служит помощником для двигателя

внутреннего сгорания. Значительным недостатком полных гибридов является необходимость установки батареи высокой емкости, что значительно удорожает конструкцию и требует значительной переработки конструкции автомобиля для размещения оборудования, в связи с чем разрабатываемую установку предлагается выполнить как умеренный гибрид.

Существуют три схемы исполнения ГСУ: последовательная, параллельная и последовательно-параллельная, обладающие своими преимуществами и недостатками, которые приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

Характеристики схем гибридной установки

Гибридная схема	Достоинства	Недостатки
Последовательная	Простота исполнения Отсутствие необходимости в мощном двигателе внутреннего сгорания и КПП	Потребность в аккумуляторах высокой емкости, сложность эксплуатации в холодном климате
Параллельная	Отсутствие потребности в аккумуляторах большой емкости Отсутствие необходимости в КПП Совместная работа двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя при разгоне Возможность реализации на традиционных автомобилях Накопление рекуперативной энергии при торможении	Необходимость в достаточно мощном двигателе внутреннего сгорания, в зарядке батареи от стационарного источника энергии
Последовательно-параллельная	Отсутствие необходимости в КПП Возможность совместной и раздельной работы электродвигателя и ДВС Отсутствие необходимости в зарядке батареи от стационарного источника энергии Отсутствие необходимости в батарее высокой емкости Простота реализации на традиционных автомобилях по сравнению с другими схемами Накопление рекуперативной энергии при торможении Более высокий КПД по сравнению с другими схемами	Усложнение конструкции автомобиля

Таким образом, наиболее подходящей для реализации на легковом автомобиле является последовательно-параллельная гибридная схема (рис. 3.5) благодаря ее преимуществам. Помимо того, данная схема позволяет эксплуатировать ее в холодном климате ввиду использования батареи меньшей емкости и постоянной работы двигателя внутреннего сгорания.

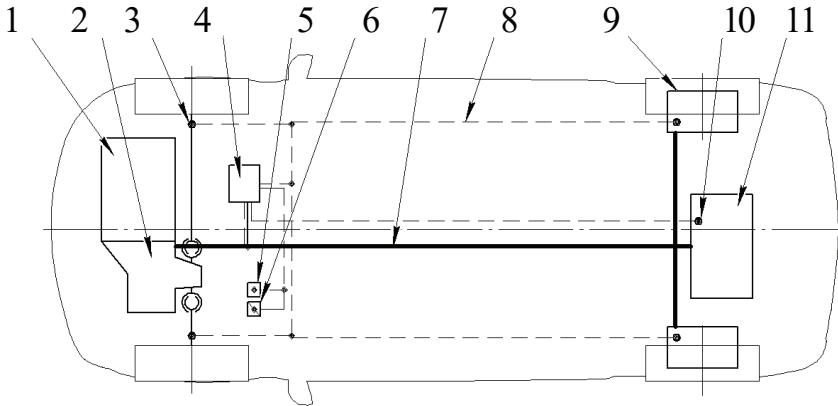


Рис. 3.5. Последовательно-параллельная гибридная схема автомобиля:

- 1 — ДВС; 2 — коробка переключения передач с генератором; 3, 5, 6, 10 — датчики;
4 — блок управления; 7 — силовые провода питания; 8 — сигнальные провода датчиков;
9 — электрические двигатели; 11 — аккумуляторная батарея

В конструкции электромобилей нет двигателя внутреннего сгорания и трансмиссии в привычном понимании (рис. 3.6), что позволяет

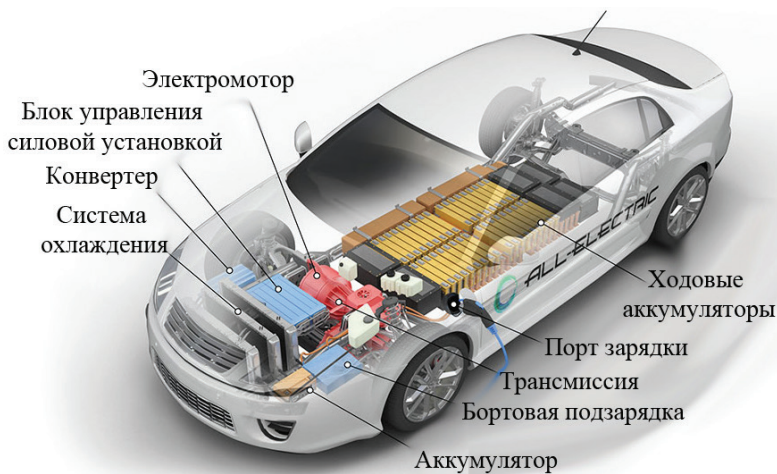


Рис. 3.6. Схема электромобиля

значительно увеличить экологичность транспортного средства. Однако до сих пор остается нерешенным вопрос емкости батарей и сети заправочных станций.

Использование двигателя постоянного тока в электромобилях позволяет получить тяговую характеристику близкую к идеальной: $N_e = \text{const}$ и гиперболическое изменение крутящего момента — и при этом двигаться с нулевых оборотов. Трехфазные двигатели имеют меньший вес и размеры, в силу чего наиболее часто применяются в автомобилестроении.

3.3. КПД и структура трансмиссии

Двигатель внутреннего сгорания не может применяться в автомобилестроении без трансмиссии, поскольку форма кривой момента двигателя, полученной с коленчатого вала, значительно отличается от идеальной кривой тягового момента на колесах (рис. 3.7, а). Движение автомобиля в заштрихованной области невозможно, поскольку момент двигателя ограничен кривой M_e внешней скоростной характеристики.

Применение трансмиссии с несколькими передачами (рис. 3.7, б) позволяет получить несколько кривых момента, огибающая которых близка по форме к идеальной характеристике крутящего момента, то есть к гиперболе.

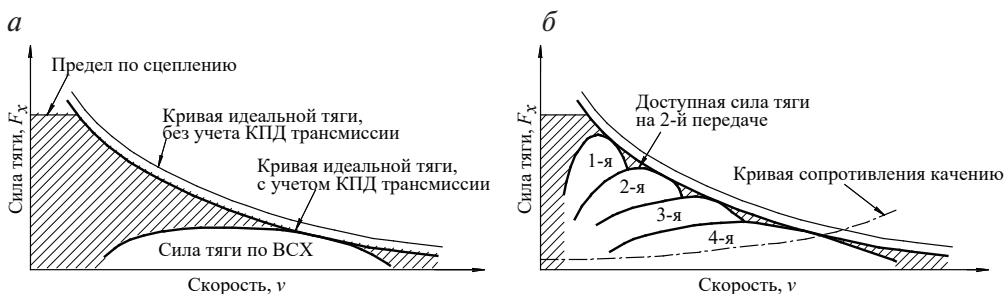


Рис. 3.7. Тяговое усилие на колесах:

а — без коробки переключения; б — с коробкой переключения передач

Наличие трансмиссии между двигателем и колесами приводит к появлению дополнительных потерь, связанных с трением и гидрав-

лическими потерями. На рис. 3.8 представлена диаграмма величины потерь энергии в 4-ступенчатой коробке передач при работе двигателя в режиме полной подачи топлива.

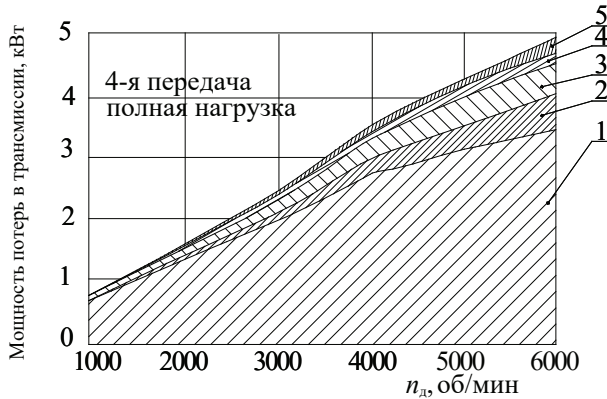


Рис. 3.8. Диаграмма величины потерь энергии в механической коробке переключения передач:

1 — зубчатое зацепление; 2 — смазывание; 3 — трение в подшипниках; 4 — уплотнения; 5 — синхронизаторы

Из диаграммы видно, что наибольшие потери мощности происходят в зубчатом зацеплении и связаны с потерями на трение в зубчатых парах, а также с потерями на разбрызгивание и перемешивание масла. Потери энергии в подшипниках обусловлены фрикционными потерями, пропорциональными нагрузке, и потерями на смазывание. Потери в уплотнительных элементах, также как и потери в синхронизаторах, связаны с трением и зависят от передаваемого крутящего момента.

Потери в трансмиссии оцениваются коэффициентом полезного действия, который складывается из двух составляющих: *механического* КПД η_m , обусловленного трением между элементами трансмиссии и зависящего от передаваемого крутящего момента, и *гидравлического* КПД $\eta_{гид}$, обусловленного потерями на перемешивание масла, внутренним трением в масле и разбрызгиванием и зависящего от скорости вращения валов:

$$\eta_{тр} = 1 - \frac{\Delta N_m + \Delta N_{гид}}{N_e} = 1 - \frac{M_e \omega_d (1 - \eta_m) + M_g \omega_k}{N_e} = \eta_m - \frac{M_g}{M_e u_{тр}},$$

где ΔN_m — механические потери в трансмиссии на трение; $\Delta N_{гид}$ — гидравлические потери в трансмиссии; ω_d — угловая скорость коленча-

того вала, рад/с; M_r — момент гидравлического сопротивления; $u_{тр}$ — передаточное число трансмиссии.

Для механической трансмиссии гидравлическая составляющая меньше механической, для автоматической трансмиссии и бесступенчатых трансмиссий с использованием гидротрансформатора, гидравлические потери значительно больше механических. Для проектного расчета можно принять значение КПД трансмиссии из диапазона, приведенного ниже, в соответствии с типом транспортного средства:

легковой автомобиль	0,95–97
грузовой автомобиль.....	0,93–0,95
магистральные тягачи с многоступенчатыми коробками передач	0,88–0,93
автомобили с гидродинамическими передачами	0,83–0,88

Для механических трансмиссий КПД имеет узкий диапазон крутящего момента, при котором происходит его резкое увеличение, после чего значение практически не изменяется, поэтому для данного типа трансмиссий КПД принимается как постоянное значение, что не влияет на точность расчетов. Для бесступенчатой трансмиссии диапазон нарастания КПД шире, поэтому необходимо учитывать влияние крутящего момента на величину КПД при расчетах.

Существенным недостатком механической трансмиссии является ступенчатое изменение скорости, вследствие чего уменьшается эффективность использования мощности двигателя, снижается средняя скорость движения. С точки зрения потребительских свойств механические трансмиссии требуют больших усилий и внимания со стороны водителя, поэтому на автомобилях получили применение автоматические и бесступенчатые трансмиссии.

В автоматических (гидромеханических) трансмиссиях изменение скоростей движения происходит ступенчато, однако за счет использования гидротрансформатора на режимах трогания, переключения передач и в тяжелых дорожных условиях разрыва потока мощности при переключении передач не происходит. На рис. 3.9 приведены тяговые характеристики механической, автоматической и бесступенчатой трансмиссии с одинаковым КПД.

Характеристика автоматической трансмиссии показана в виде кривой II. В сравнении с характеристикой механической трансмиссии I видно, что форма кривых приближена к идеальной форме тягового

момента. Существенным недостатком автоматической трансмиссии является низкий КПД. Следовательно, с одной стороны, для достижения той же максимальной скорости, в сравнении с механической трансмиссией, потребуется двигатель большей мощности, а расход топлива будет выше. С другой стороны, автоматические коробки переключения передач имеют сложную конструкцию и высокую стоимость производства и обслуживания.

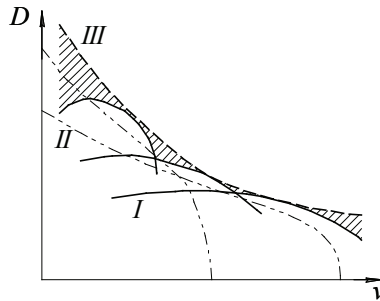


Рис. 3.9. Тяговые характеристики трансмиссий разных типов:

I — механическая; II — автоматическая; III — бесступенчатая

Непрерывное (бесступенчатое) изменение передаточных чисел обеспечивается гидростатическими, электромеханическими и фрикционными (вариатор) трансмиссиями. При одинаковом КПД со ступенчатой механической трансмиссией бесступенчатая трансмиссия позволила бы получить характеристику, показанную линией III на рис. 3.9. Непрерывное гиперболическое изменение момента позволило бы использовать заштрихованные области, недоступные для автоматической и механической трансмиссии, и, как следствие, повысить динамику разгона и среднюю скорость движения. Применение бесступенчатых трансмиссий позволяет снизить динамические нагрузки в трансмиссии, повысить проходимость в тяжелых дорожных условиях благодаря отсутствию разрыва мощности на ведущих колесах, улучшить динамику разгона. Однако применение бесступенчатых трансмиссий ограничено рядом причин. Вследствие значительной массы и низкого КПД использование гидростатических и электромеханических трансмиссий возможно только на карьерных самосвалах или транспорте с низкими скоростями движения (производственный, складской транспорт). На легковых автомобилях и некоторых автобусах используются бесступенчатые трансмиссии с вариатором, для которых основным недостатком

является невысокая надежность и меньший крутящий момент, который может данная трансмиссия передавать.

Далее в данном пособии будет рассмотрен анализ эксплуатационных свойств автомобилей с механической ступенчатой трансмиссией, поскольку определение тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобилей с автоматической и бесступенчатой трансмиссией в корне отличаются от приведенных далее методик.

На рис. 3.10 приведена общая схема механической ступенчатой трансмиссии. Укрупненно трансмиссию можно разделить на три крупных блока: сцепление, коробка переключения передач, главная передача, каждый блок характеризуется передаточным числом.

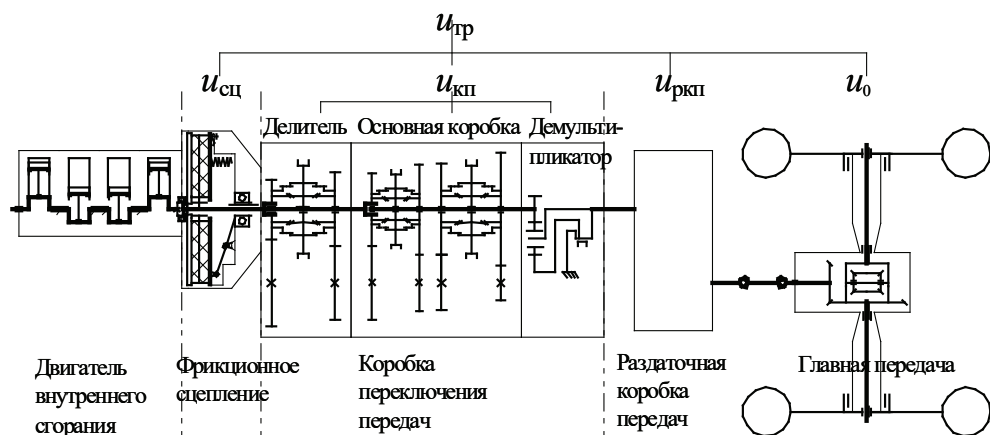


Рис. 3.10. Структура механической трансмиссии

Сцепление в механических трансмиссиях, как правило, используется фрикционное дисковое. Передаточное число такой муфты сцепления $u_{сц}$ равно 1.

Коробка переключения передач в общем виде может иметь сложную структуру, особенно это характерно для большегрузных магистральных тягачей. Помимо базовой коробки передач с передаточным числом $u_{кп.б}$, в ее структуру может входить делитель с передаточным числом $u_{дел}$ и демультипликатор с передаточным числом $u_{дем}$. Устанавливаемый до базовой коробки редуктор называют делителем, после — демультипликатором. Низшая ступень делителя может быть прямой или понижающей, а умножителя — только понижающей.

Блок главной передачи состоит из раздаточной коробки передач. В том случае, если автомобиль полноприводный, с передаточным чис-

лом $u_{\text{р\кп}}$ и главной передачей с передаточным числом u_0 , передаточное число трансмиссии будет определяться по формуле

$$u_{\text{тр}} = u_{\text{сц}} u_{\text{кп}} u_{\text{р\кп}} u_0.$$

С учетом суммарного передаточного числа трансмиссии можно найти крутящий момент на ведущих колесах из следующего выражения:

$$M_{\text{к.в}}^* = M_e (1 - k_{\text{в.о}}) u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}},$$

где $M_{\text{к.в}}^*$ — тяговый момент ведущего колеса на установившемся режиме движения; M_e — вращающий момент двигателя.

При изменении скорости автомобиля изменяется относительная скорость вращения деталей двигателя и трансмиссии, следовательно, для определения крутящего момента на ведущих колесах при изменяющейся скорости нужно учесть инерционный момент

$$M_{\text{к.в}} = M_{\text{к.в}}^* - \frac{J_{\text{д}} u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + J_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}} \frac{dv}{dt},$$

где $J_{\text{д}}$ — суммарный момент инерции вращающихся масс двигателя; $J_{\text{тр}}$ — суммарный приведенный к ведущему колесу момент инерции вращающихся масс трансмиссии.

Далее, рассмотрим порядок определения передаточных чисел механической трансмиссии при проектном расчете.

3.4. Определение передаточных чисел механической трансмиссии

На первом этапе при проектировании автотранспортного средства определяют передаточное число главной передачи, низшее и высшее передаточное число трансмиссии, ее диапазон и значение передаточных чисел промежуточных ступеней.

3.4.1. Передаточное число главной передачи u_0

Рассчитывается исходя из требуемой максимальной кинематической скорости автомобиля. Она достигается автомобилем при движе-

нии на высшей передаче и максимальной частоте вращения двигателя. Для автомобилей с регулятором частоты вращения максимальные обороты двигателя соответствуют оборотам при максимальной мощности. Для большинства современных двигателей эти параметры не совпадают, поэтому необходимо уточнение максимальных оборотов по ВСХ или данным производителя ДВС.

Передаточное число главной передачи определяется по формуле

$$u_0 = \frac{\pi n_{\max} r_k}{30 u_{\text{в.кп}} u_{\text{в.р.кп}} v_{\text{к max}}},$$

где n_{\max} — максимальные обороты двигателя; $u_{\text{в.кп}}$ — передаточное число высшей ступени КПП; $u_{\text{в.р.кп}}$ — передаточное число в высшей ступени раздаточной коробки; $v_{\text{к max}}$ — максимальная кинематическая скорость автомобиля.

При проектном расчете входящие в формулу (2.3) значения передаточных чисел коробки переключения передач и раздаточной коробки выбирают, учитывая следующие рекомендации: для большинства трехвальных коробок передач $u_{\text{в.кп}}$ составляет 0,7–0,85. Как правило, $u_{\text{в.кп}} < 0,7$ имеют двухвальные коробки легковых автомобилей, $u_{\text{в.кп}} > 0,85$ — трехвальные коробки грузовых. Конкретное число высшей передачи следует выбирать, основываясь на значениях автомобилей-прототипов или аналогов. Передаточное число высшей ступени раздаточной коробки передач $u_{\text{в.р.кп}}$ при наличии прямой передачи равно 1, для раздаточных коробок без прямой передачи значение $u_{\text{в.р.кп}}$ близко к единице и зависит от завода производителя, поскольку, как правило, на заводе выпускается линейка РКП с одинаковыми передаточными числами.

Считаем, что кинематическая скорость $v_{\text{к max}}$ соответствует максимальной скорости v_{\max} . С одной стороны, минимальное значение $v_{\text{к max}}$ регламентируется государственным стандартом (например, для автопоездов оно составляет 80 км/ч), с другой — должно соответствовать значению автомобилей того же класса, что и разрабатываемый.

3.4.2. Низшее передаточное число трансмиссии

Ниже представлены условия, которые необходимо учесть при расчете низшей ступени коробки передач:

- автомобиль должен преодолевать максимальное дорожное сопротивление, определяемое коэффициентом суммарного дорожного сопротивления ψ_{\max} ;
- при принятом коэффициенте сцепления φ_x должно быть исключено буксование ведущих колес;
- необходимо обеспечить возможность движения автомобиля с заданной минимальной устойчивой скоростью v_{\min} .

Суммарное дорожное сопротивление ψ_{\max} для расчета легковых автомобилей обычно принимают 0,35...0,60; для грузовых — 0,35...0,40; для полноприводных автомобилей — 0,7...0,8; для автопоездов — 0,2...0,4; для карьерных автомобилей-самосвалов — 0,30...0,40.

Коэффициент сцепления φ_x для неполноприводных автомобилей принимают 0,7–0,8, а для полноприводных 0,7–0,9.

Для автомобилей, трансмиссия которых имеет раздаточную коробку или коробку передач с делителем или умножителем, перед расчетом передаточного числа низшей ступени коробки $u_{\text{н.кп}}$, необходимо предварительно вычислить передаточное число низшей ступени всей трансмиссии $u_{\text{тр.н}}$.

Минимальное значение $u_{\text{тр.н}}$ вычисляется исходя из условия преодоления сопротивления движению автомобиля. Оно, как известно, складывается из дорожного и воздушного сопротивлений. С учетом незначительности сопротивления воздуха при движении автомобиля на низшей передаче получаем, что $u_{\text{тр.н}} \geq u_{\text{тр}\psi}$ (требуемому передаточному числу, обеспечивающему преодоление дорожного сопротивления):

$$u_{\text{тр}\psi} \geq \frac{m_a g \psi_{\max} r_k}{M_e (1 - k_{\text{в.о}}) \eta_{\text{тр.н}}},$$

где $k_{\text{в.о}}$ — коэффициент отбора мощности на привод вспомогательного оборудования двигателя; для легковых автомобилей принимается в диапазоне 0,03–0,05, для грузовых автомобилей в диапазоне 0,05–0,06.

Максимальное значение $u_{\text{тр.н}}$ рассчитывается из того условия, что подводимый к колесам момент от двигателя не должен превышать момент сцепления, то есть колеса при движении автомобиля на низшей ступени трансмиссии не должны пробуксовывать. Таким образом, $u_{\text{тр.н}} \leq u_{\text{тр}\varphi}$:

$$u_{\text{тр}\varphi} \leq \frac{\varphi_x R_z r_k}{M_e (1 - k_{\text{в.о}}) \eta_{\text{тр.н}}}.$$

Для легковых автомобилей при подведении максимального момента при трогании с места практически всегда будет наблюдаться буксование ведущих колес, поэтому второе условие учитывают преимущественно для грузовых автомобилей и автобусов.

Значение R_z определяется весом автомобиля, приходящимся на ведущие колеса. Следовательно, у полноприводных автомобилей $R_z = m_a g$, а у неполноприводных $R_z = G_{\text{сц}}$.

Из двух приведенных выше неравенств можно вывести третье: $u_{\text{тр } \psi} \leq u_{\text{тр } \varphi}$, которое отражает условие движения ведущих колес без пробуксовки. Если же для неполноприводного автомобиля данное условие не обеспечивается, то рассматривается возможность перераспределения веса автомобиля на ведущую ось. При этом следует помнить про существующие ограничения по нагрузке на ось для дорожного покрытия и грузоподъемность шины. В случае невозможности обеспечить условие отсутствия скольжения принимают $u_{\text{тр } \psi} = u_{\text{тр } \varphi}$.

Рассмотрим третье условие по обеспечению возможности движения автомобиля с заданной минимальной устойчивой скоростью v_{min} . Требуемое передаточное число в этом случае вычисляется по формуле

$$u_{\text{тр.н}} = \frac{\pi n_{\text{min}} r_k}{30 v_{\text{min}}},$$

где n_{min} — минимальные устойчивые обороты двигателя (необходимо помнить, что данное значение отличается от холостых оборотов); v_{min} — минимально устойчивая скорость, для автомобилей повышенной проходимости — 3...5 км/ч.

В системе три названных выше условия имеют вид

$$\begin{cases} u_{\text{тр.н}} \leq u_{\text{тр } \varphi} \\ u_{\text{тр.н}} \geq u_{\text{тр } \psi} \\ u_{\text{тр.н}} = u_{\text{тр } \psi} \end{cases} \quad (3.4)$$

Исходя из приведенной системы (3.4), следует выбрать передаточное число трансмиссии на низшей передаче. В том случае, если $u_{\text{тр } \psi} \leq u_{\text{тр } \nu} \leq u_{\text{тр } \varphi}$, низшее передаточное число трансмиссии принимают близкое к $u_{\text{тр } \nu}$. Если $u_{\text{тр } \nu} \leq u_{\text{тр } \psi} \leq u_{\text{тр } \varphi}$, низшее передаточное число трансмиссии принимают равным $u_{\text{тр } \psi}$. Если передаточное число трансмиссии по условию сцепления меньше, чем по условию преодоления суммарного дорожного сопротивления, то $u_{\text{тр.н}} = u_{\text{тр } \varphi}$.

Низшее передаточное число раздаточной коробки обычно находится в пределах 1,5–2,5. При выборе конкретного числа при расчете следует опираться на значения выпускаемых в настоящее время раздаточных коробок.

Передаточное число непосредственно коробки передач на низшей ступени $u_{н.кп}$ рассчитывается с учетом уже известных низшего передаточного числа всей трансмиссии, передаточного числа главной передачи, низшего передаточного числа раздаточной коробки:

$$u_{н.кп} = \frac{u_{тр.н}}{u_0 u_{рк.н}}.$$

В зависимости от рассчитанного значения передаточного числа коробки передачи выбирают ее кинематическую схему:

- учитывая, что максимально допустимое передаточное число цилиндрической зубчатой передачи $u_{ц.п} \leq 3$, передаточное число простой трехвальной коробки с двумя степенями свободы не может превышать значения $u_{н.кп} \leq 9$. Такая трехвальная схема применяется в большинстве легковых автомобилей классической компоновки, автобусов и грузовых транспортных средств малой и средней грузоподъемности;
- при необходимости превышения этого значения в коробку передач вводят дополнительные редукторы — делитель и (или) демультипликатор.

3.4.3. Количество ступеней

На следующем этапе определяется значение диапазона коробки передач и значение передаточных чисел промежуточных ступеней в КПП. Одной из основных характеристик трансмиссии является диапазон ее передаточных чисел $D_{тр}$:

$$D_{тр} = \frac{u_{тр.н}}{u_{тр.в}} = \frac{u_{тр.н}}{u_{в.кп} u_{в.ркп} u_0}.$$

На рис. 3.11 приведена диаграмма распределения диапазона передаточных чисел механических коробок переключения передач современных автомобилей в зависимости от их типа.

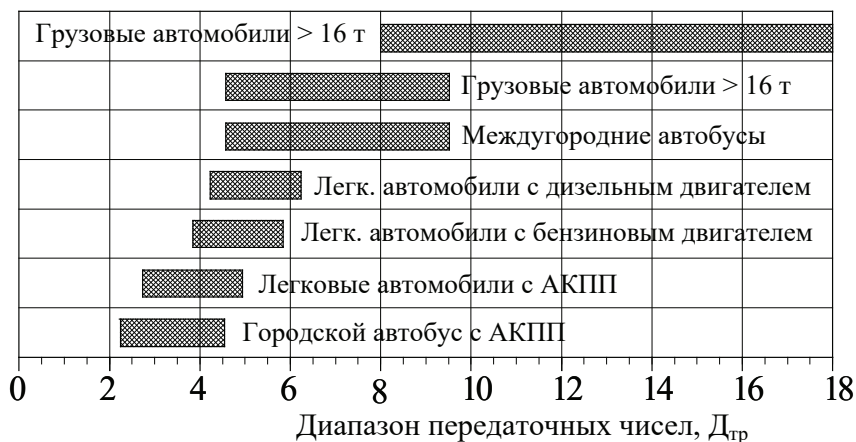


Рис. 3.11. Схема выбора диапазона передаточных чисел коробок передач [11]

Далее следует определиться с количеством ступеней коробки переключения передач $n_{кп}$. Правильный его выбор позволит обеспечить оптимальное использование мощности двигателя, выражающееся в высоких показателях тягово-скоростных свойств и топливной экономичности. Для обеспечения динамичного разгона и устойчивого движения автомобиля на любой скорости его движения частота вращения двигателя всегда должна находиться в диапазоне оборотов при максимальном крутящем моменте n_M до оборотов при максимальной мощности n_N .

Отношение между двумя соседними передачами, или шаг коробки передач, определяется как

$$q = \frac{u_{n-1}}{u_n}. \quad (3.5)$$

При выборе количества передач следует учитывать следующее:

- чем больше число передач, тем лучше используется эффективность двигателя, поскольку огибающая кривых на тяговой диаграмме ближе к идеальной гиперболической характеристике, однако при увеличении количества передач увеличиваются масса и размеры коробки;
- относительные пробег на низших передачах в коробке достаточно маленькие, особенно для легковых автомобилей;
- чем меньше шаг коробки, тем легче и более плавно происходит переключение передач;

- тепловая нагрузка на кольца синхронизаторов пропорциональна квадрату шага коробки.

С учетом приведенных выше требований задача выбора количества передач и передаточных чисел промежуточных ступеней является оптимизационной. На практике расчет может быть выполнен по двум методикам — гиперболического ряда и геометрической прогрессии.

Рассмотрим расчет передаточных чисел по данным методикам.

3.4.4. Расчет по геометрической прогрессии

Пренебрегая небольшим замедлением автомобиля за время переключения передачи, принимают, что сразу после переключения на $(i+1)$ передачу скорость автомобиля v_{i+1} равна скорости в конце разгона на предыдущей i -й передаче v_i :

$$v_{i+1} = \frac{3,6\pi r_k n'_d}{30u_0 u_{\text{кп } i+1}} = v_i = \frac{3,6\pi r_k n''_d}{30u_0 u_{\text{кп } i}}.$$

где n'_d — скорость вращения коленчатого вала двигателя на $(i+1)$ передаче; n''_d — скорость вращения двигателя на i -й передаче.

После ряда преобразований выражение (3.5) принимает вид:

$$\frac{u_{\text{кп } i}}{u_{\text{кп } i+1}} = \frac{n''_d}{n'_d} = q,$$

где q — знаменатель геометрической прогрессии числового ряда передаточных чисел коробки передач (равен шагу коробки).

Иными словами, каждая следующая ступень имеет передаточное число в q раз меньше предыдущей. При этом реальные соотношения q_i между передаточными числами соседних передач будут несколько отличаться от расчетного значения q из-за дискретности чисел зубьев шестерен. Поскольку количество переходов между передачами в КПП всегда на 1 меньше, чем количество самих передач (например, в 4-ступенчатой их три: между 1 и 2, между 2 и 3, между 3 и 4), и $u_{\text{н.кп}} = u_{\text{кп } 1}$ и $u_{\text{кп } i} = u_{\text{в.кп}}$, получаем

$$\frac{u_{\text{н.кп}}}{u_{\text{в.кп}}} = D_{\text{кп}} = q^{n_{\text{кп}} - 1}. \quad (3.6)$$

Из формулы (3.6) можно найти предварительное значение количества передач в коробке:

$$n_{\text{кп}} = 1 + \frac{\ln D_{\text{кп}}}{\ln q} = 1 + \frac{\ln u_{\text{н.кп}} - \ln u_{\text{в.кп}}}{\ln q}. \quad (3.7)$$

На предварительном этапе выбирают показатель плотности ряда (геометрической прогрессии) коробки переключения передач q из рекомендуемого диапазона и с учетом рекомендаций, приведенных выше. Коробки передач со сложной иерархической структурой имеют среднюю плотность ряда $q_{\text{ср}} = 1,2 \dots 1,4$. В большинстве остальных автомобилей с коробками без делителя или мультипликатора $q_{\text{ср}} = 1,40 \dots 1,55$. Чем меньше отношение q , тем ближе передаточные числа смежных ступеней, выше плотность ряда передаточных чисел, меньше диапазон изменения частоты вала двигателя $n'_d \leq n_d \leq n''_d$.

В трехвальных схемах с одним сцеплением количество ступеней основной КПП, как правило, не более шести, что обусловлено снижением жесткости валов коробки при увеличении их длины.

Как и в случае с передаточным числом КПП $u_{\text{н.кп}} > 9$, описанным выше, при необходимости создания коробки более чем с шестью передачами в конструкцию базовой 4- или 5-ступенчатой коробки вводят делитель, умножитель или оба механизма сразу. В первых двух случаях $n_{\text{кп}} = 8 \dots 10$, в последнем могут достигаться значения $n_{\text{кп}} = 16 \dots 20$.

Расчетное значение округляют до целого в большую сторону и затем уточняют среднюю плотность $q_{\text{ср}}$ по формуле

$$q_{\text{ср}} = n_{\text{кп}}^{-1} \sqrt[n_{\text{кп}}]{D_{\text{кп}}} = n_{\text{кп}}^{-1} \sqrt[n_{\text{кп}}]{\frac{u_{\text{н.кп}}}{u_{\text{в.кп}}}}.$$

Для расчета передаточных чисел промежуточных ступеней используют выражение

$$u_{\text{кп } i} = \frac{u_{\text{кп } i-1}}{q_{\text{ср}}}$$

или

$$u_{\text{кп } i} = u_{\text{кп } i+1} q_{\text{ср}}.$$

3.4.5. Расчет по методу гиперболического ряда

Данная методика используется для расчета передаточных чисел механических коробок передач большинства легковых автомобилей.

Чем выше передача, тем меньше становится шаг между передачами. На рис. 3.12 приведены тяговые и скоростные диаграммы для коробки переключения передач, рассчитанной по методу геометрической прогрессии и по методу гиперболического ряда.

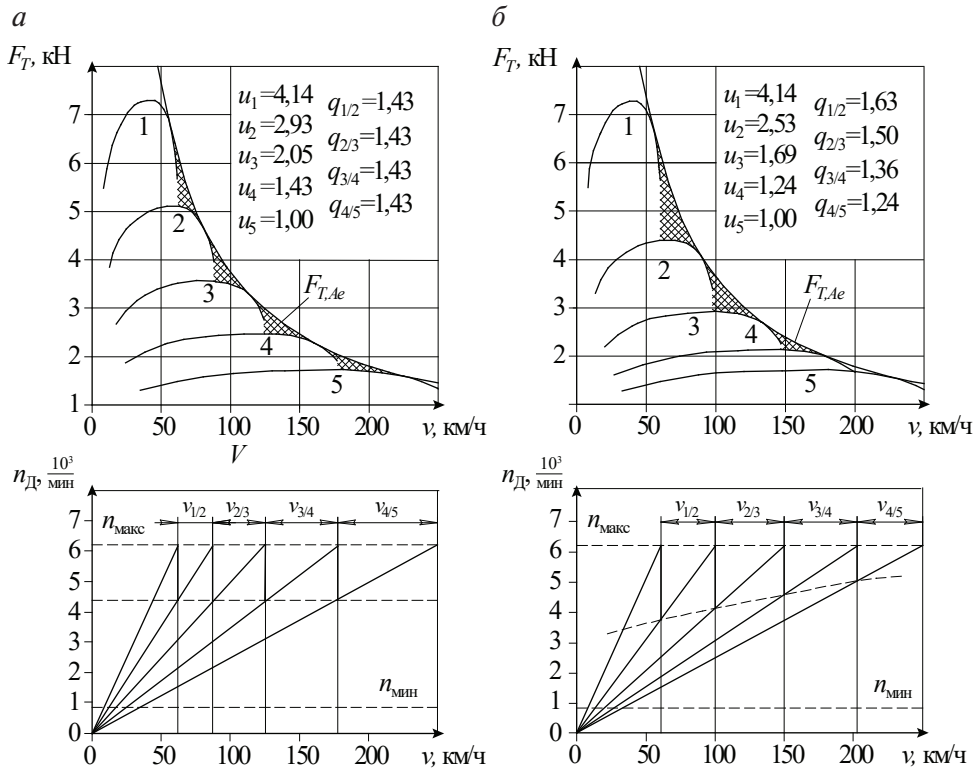


Рис. 3.12. Сравнение тяговых и скоростных диаграмм для коробки переключения передач, рассчитанной по геометрической прогрессии (а) и по методу гармонического ряда (б)

По скоростной диаграмме видно, что для коробки, рассчитанной по гармоническому ряду, набор скорости идет более плавно с примерно одинаковыми диапазонами скоростей. По тяговой характеристике можно видеть, что разрыв мощности на низших передачах в гармонической коробке больше. Однако на высших передачах огибающая тяговых кривых более приближена к идеальной тяговой гиперболе.

В диапазоне скоростей, характерных для легковых автомобилей, уменьшение плотности ряда коробки переключения передач к высшим передачам позволяет увеличить интенсивность разгона и добиться более плавного переключения между передачами. Высокий уровень из-

быточной мощности, доступной в нижнем диапазоне скоростей легковых автомобилей, означает, что большие разрывы потока мощности допустимы.

Количество передач в коробке предварительно рассчитывается по формуле (3.7), где значение показателя плотности ряда q выбирается из диапазона $1,1–1,7$, затем полученное значение округляют до целого в большую сторону.

На следующем этапе необходимо выбрать показатель прогрессии ряда q_2 из диапазона $1,0–1,2$. При этом значение $q_2 = 1$ соответствует геометрической прогрессии, то есть плотность ряда будет постоянной. Далее определим значение средней плотности ряда по формуле

$$q_{\text{ср}} = \sqrt[n-1]{\frac{D_{\text{кп}}}{q_2^{0,5(n-1)(n-2)}}}.$$

Передаточное число промежуточных передач в коробке переключения определяют по формуле

$$u_i = u_{\text{в.кп}} q_{\text{ср}}^{(n-i)} q_2^{0,5(n-i)(n-i-1)}.$$

Передаточные числа, рассчитанные по обоим методикам, сильно зависят от принятых исходных данных, особенно от плотности ряда и диапазона коробки переключения передач. Как правило, полученные значения являются предварительными и уточняются в процессе исследования тягово-скоростных свойств и свойств топливной экономичности.

Задания для самостоятельной работы к главе 3

1. Определить мощность, передаваемую на колеса легкового автомобиля ГАЗ-24, движущегося со скоростью 36 м/с, если тяговая сила на колесах равна 3680 Н, КПД трансмиссии 0,97.

2. Угловая скорость колес автомобиля ГАЗ-53А 12 рад/с, частота вращения коленчатого вала двигателя 2420 об/мин. На какой передаче движется автомобиль (требуется определить передаточное число в коробке передач)?

3. При движении автомобиля ГАЗ-53А его двигатель развивает на коленчатом валу мощность 90 л. с. и крутящий момент 29 кг·м. Определить частоту вращения коленчатого вала.

4. Автобус движется со скоростью 85 км/ч, при этом двигатель развивает мощность 97,1 кВт. Определить тяговую силу на ведущих колесах. КПД трансмиссии 0,86.

5. Карбюраторный двигатель имеет максимальный крутящий момент 91,2 Н·м при угловой скорости вала 312 рад/с. Коэффициенты в уравнении скоростной характеристики: $a = 0,58$, $b = 0,27$, $c = 1,65$. Коэффициент приспособляемости по угловой скорости 1,6. Рассчитать максимальную мощность и мощность на режиме максимального момента.

4. Тягово-скоростные свойства автомобиля

4.1. Оценочные показатели тягово-скоростных свойств

Одной из наиболее значимых групп эксплуатационных свойств автомобиля являются тягово-скоростные свойства, непосредственно характеризующие способность автомобиля к выполнению транспортной работы. **Тягово-скоростными свойствами** называют совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность выполнять транспортную работу с высокой средней скоростью и производительностью, определяющими скоростные диапазоны работы и интенсивность разгона с учетом характеристик двигателя и условий эксплуатации.

Совокупность оценочных показателей тягово-скоростных свойств позволяет оценить совершенство конструкции транспортного средства и его приспособленность к работе в различных дорожных условиях. Частично показатели регламентированы нормативной документацией, методиками испытаний и стандартами. Однако, помимо значений, указанных в регламентирующих документах, при проектировании транспортных средств необходимо руководствоваться показателями лучших образцов автотранспортной техники, соответствующего класса.

В систему оценочных показателей тягово-скоростных свойств автомобиля включают:

- максимальную и условно максимальную скорость автомобиля v_{\max} и $v_{y \max}$;
- время разгона автомобиля t_{400} на участке пути в 400 м, время разгона автомобиля t_{1000} на участке пути в 1000 м;
- время разгона до заданной скорости t_v ;
- скоростная характеристика «разгон-выбег» и скоростная характеристика «разгон на передаче, обеспечивающей максимальную скорость»;

- максимальный динамический фактор на высшей передаче $D_{в\max}$ и соответствующая ему критическая скорость $v_{кр.в}$;
- максимальный динамический фактор на низшей передаче $D_{н\max}$ и критическая скорость $v_{кр.н}$;
- динамический фактор при максимальной скорости D_v ;
- максимальный и предельный уклон дороги h_{\max} и $h_{\text{пред}}$.

Первые 4 показателя определяются полигонными испытаниями, условия проведения которых описаны в программе испытаний и характеризуют скоростные свойства автомобилей. Следующие 4 показателя определяются аналитически по тягово-динамической характеристике и характеризуют тяговые возможности автомобиля.

Определение первых 4 показателей производится согласно требованиям, описанным в ГОСТ 22576–90 [12]. Испытания для автомобилей категории M_2 , M_3 и N_2 , N_3 производятся при полной загрузке автомобиля. Для автомобилей категории M_1 и N_1 — при половинной загрузке. При определении максимальной скорости выбирают передачу в коробке переключения передач, обеспечивающую достижение максимальной устойчивой скорости, затем до въезда на измерительный участок длиной 2000 м производят разгон автомобиля до скорости не менее 90 % от максимальной расчетной скорости. При движении по измерительному участку производят замеры скорости и по результатам нескольких заездов выбирают наибольшее значение скорости, которое будет считаться максимальной скоростью данного автомобиля. Поперечный уклон измерительного участка не должен превышать 3 %, изменение высоты профиля дороги не должно превышать 1 м на протяжении всего измерительного участка дороги. По результатам 6 измерений, в которых разница между максимальными установившимися значениями скорости автомобилей не превышает 3 %, регистрируют среднее значение среди максимальных.

Под условной максимальной скоростью понимают среднее значение среди зарегистрированных при разгоне автомобиля с места при полной подаче топлива на участке длиной 2000 м.

Для грузовых автомобилей значение максимальной скорости регламентировано ГОСТ Р 52280–2004 и должно быть не менее: 120 км/ч — для автомобилей категории N_1 ; 110 км/ч — для автомобилей категории N_2 и N_3 ; 90 км/ч — для автомобилей в составе автопоезда; 100 км/ч — для автомобилей в составе автопоезда, предназначенных для междугородных и международных перевозок [13]. Необходимо отметить, что

данное значение должно достигаться при испытаниях в реальных условиях движения, следовательно, значение кинематической максимальной скорости, которое обеспечивается передаточными числами, должно быть выше.

Максимальная скорость легковых автомобилей и автобусов выбирается в соответствии с тенденциями и анализом зарубежных и отечественных аналогов на автомобильном рынке. Необходимо понимать, что максимальная скорость достигается при работе на оборотах близких к максимальным, а это, в свою очередь, не соответствует нормальному эксплуатационному режиму. Поэтому для обеспечения высоких средних скоростей движения и динамики разгона максимальная скорость превышает значения, допустимые правилами дорожного движения.

Максимальная скорость легковых автомобилей варьируется в пределах 180–220 км/ч для бюджетного сегмента и 230–260 км/ч для автомобилей бизнес класса.

Динамика разгона определяется со 2-го по 4-й показатель, высокая интенсивность разгона является важным фактором безопасности автомобиля при совершении обгона. Данные показатели определяются при тех же условиях и требованиях, что и значение максимальной скорости, согласно ГОСТ 22576–90.

При определении времени разгона на участках пути 400 и 1000 м автомобиль разгоняют с нулевой скорости при полной подаче топлива, начиная с передачи, предназначенной для трогания с места. Переключение передач производят при скорости, соответствующей номинальным оборотам двигателя (или оборотам, ограниченным регулятором).

Разгон автомобиля до заданной скорости происходит при соблюдении вышеописанных условий. В зависимости от типа транспортного средства разгон производится до значений скорости, км/ч:

категория M_1 и N_1	100
категория N_2 и N_3	80
категория M_2 и M_3 (междугородние)	80
категория M_2 и M_3 (городские)	60
	ближайшее
	к максимальной скорости
для низкоскоростных автотранспортных средств	значение, кратное 10

Для определения скоростной характеристики «разгон–выбег» автомобиль разгоняют с места до достижения максимальной скорости

сти на участке пути 2000 м. Скоростную характеристику «разгон — выбег» записывают с помощью прибора «путь—время—скорость», приводимого от установки «пятое колесо», которая позволяет поддерживать постоянным радиус качения, вследствие чего обеспечивается достаточно высокая точность измерения пути, пройденного автомобилем.

При получении характеристики «разгон на передаче, обеспечивающей максимальную скорость» движение автомобиля начинают с минимальной скорости на данной передаче (высшей или предшествующей) до значения 90 % от максимальной скорости при полной подаче топлива.

Для анализа тяговых свойств автомобилей используют характерные точки динамической характеристики и значение максимального уклона, который может преодолеть автомобиль.

Динамический фактор D_v при максимальной скорости автомобиля v_{\max} характеризует способность автомобиля достигать максимальную скорость в данных дорожных условиях. Автомобиль должен развивать максимальную скорость на горизонтальной дороге ($\alpha = 0$), следовательно, дорожное сопротивление будет равно коэффициенту сопротивления качению. Таким образом, динамический фактор при максимальной скорости характеризует сопротивление качению, которое может преодолеть автомобиль на данной скорости. При этом должно выполняться условие $D_v \geq f_v$.

Максимальный динамический фактор на высшей передаче $D_{v \max}$ характеризует способность автомобиля преодолевать подъемы или разгоняться на высшей передаче без переключения на предшествующую. Если рассматривать движение автомобиля без ускорения, то максимальный продольный уклон дороги, преодолеваемый автомобилем на высшей передаче, можно определить как

$$h_{\max} = D_{v \max} - f.$$

При движении с ускорением по горизонтальной дороге разница между $D_{v \max}$ и D_v характеризует интенсивность, с которой будет разгоняться автомобиль на высшей передаче. Критическая скорость на высшей передаче $v_{\text{кр.в}}$ определяет минимальную устойчивую скорость автомобиля на высшей передаче.

Максимальный динамический фактор на низшей передаче $D_{n \max}$ позволяет определить максимальное дорожное сопротивление ψ_{\max} , кото-

рое способен преодолеть автомобиль с минимальной устойчивой скоростью при достаточном сцеплении ведущих колес с дорогой.

Согласно ГОСТ Р 52280–2004, максимальный подъем, который преодолевает автомобиль с полной массой при движении по сухой, твердой и ровной опорной поверхности дороги на низшей передаче, должен составлять не менее 25 % (14,0°) — для одиночных автомобилей; 18 % (10,2°) — для автомобилей в составе автопоезда.

4.2. Тягово-динамическая характеристика автомобиля

Тягово-скоростные свойства автомобиля оцениваются в *тяговом* режиме эксплуатации, характеризуемом крутящим моментом и мощностью, подводимой к колесам.

Подводимый крутящий момент затрачивается на преодоление сил сопротивлений, рассмотренных в главе 2, следовательно, условия эксплуатации определяют возможные и оптимальные диапазоны скоростей эксплуатации автомобиля. Минимальная скорость движения на определенной передаче ограничивается по условиям устойчивой работы двигателя, максимальная скорость ограничена его мощностью. Очевидно, что скорости движения различных транспортных средств в конкретных дорожных условиях будут различны, если движение по песку для раллийного внедорожника — это нормальные условия эксплуатации, то для переднеприводного автомобиля особо малого класса движение в данных условиях возможно только на низких скоростях. Таким образом, дорожные условия, при которых автомобиль может двигаться только с минимальной устойчивой скоростью на низшей передаче, называются **предельными** для данного автомобиля по его *тягово-скоростным свойствам*.

Тяговые возможности автомобиля характеризует касательная сила тяги F_k на колесах, которая на различных передачах определяется из следующей зависимости:

$$F_k = \frac{M_e \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}}{r_k}. \quad (4.1)$$

Зарубежная методика анализа тяговых свойств автомобиля описывает зависимость касательной силы тяги на колесах автомобиля от ско-

рости его движения, а также значение суммарной силы сопротивления автомобиля для различных значений продольного уклона дороги (рис. 4.1). Сила сопротивления при этом включает в себя сопротивление воздуха автомобилю, следовательно, зависит не только от дорожных условий, но и от формы автомобиля.

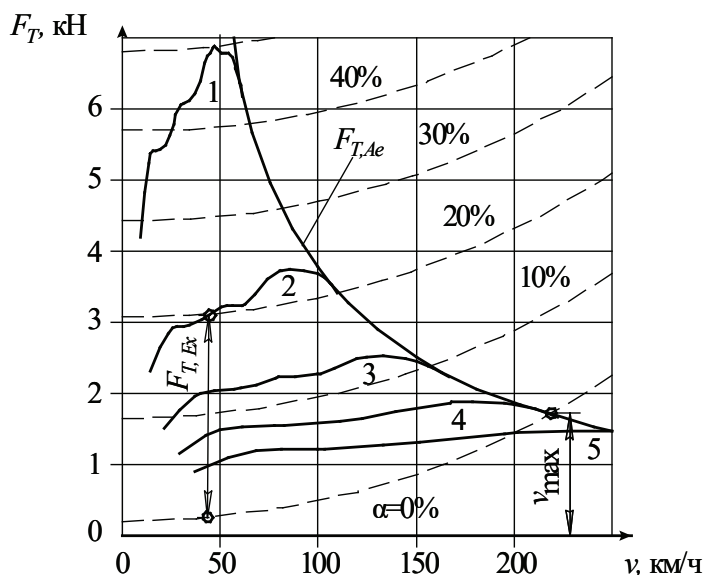


Рис. 4.1. Тяговая диаграмма

Отечественные методики анализа тягово-скоростных свойств вводят понятие *свободной силы тяги на колесах* F_a , которая не зависит от аэродинамического сопротивления автомобиля и позволяет оценить тяговые возможности транспортного средства в конкретных дорожных условиях. Графическая зависимость свободной силы тяги на ведущих колесах от скорости транспортного средства называется тяговой характеристикой:

$$F_a = f(v_a).$$

Значение свободной силы тяги F_a на всех передачах вычисляется по формуле

$$F_a = F_k - F_w, \quad (4.2)$$

где F_k — касательная сила тяги на ведущих колесах автомобиля, соответствующая принятым ранее числам оборотов коленчатого вала двигателя; F_w — сила сопротивления воздуха.

Построенная тяговая характеристика показывает теоретически возможные значения свободной силы тяги на различных передачах при условии работы двигателя с полной нагрузкой и отсутствии ограничения по сцеплению с дорогой. В процессе эксплуатации сцепные возможности часто бывают ограничены или сцепной массой, или величиной коэффициента сцепления. В случае если свободная сила тяги превышает значение максимальной силы, реализуемой по условиям сцепления, колеса в тяговом режиме будут буксовать, движение транспортного средства будет невозможно.

Свободная сила тяги зависит от массы транспортного средства, что усложняет задачу анализа тяговых свойств автомобиля, поскольку без уточнения массы транспортного средства значение свободной силы тяги не информативно. Поэтому в теории движения вводится понятие динамического фактора.

Динамический фактор — это безразмерная величина, характеризующая потенциальные возможности автомобиля по преодолению дорожных сопротивлений или сообщению ему ускорения в данных дорожных условиях [1]. Следовательно, динамический фактор характеризует тяговые и скоростные свойства автомобиля.

Величина динамического фактора зависит от передаточного числа трансмиссии и скорости автомобиля, поэтому для наглядного представления о потенциальных тяговых возможностях транспортного средства используют **динамическую характеристику** — зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля $D = f(v_a)$ для каждой из передач трансмиссии (рис. 4.2).

Величина динамического фактора зависит от характеристик двигателя и трансмиссии, от значения аэродинамического сопротивления автомобиля и режима его движения:

$$D = \frac{\frac{M_e \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}}{r_k} - k_w A_{\text{л}} v_a^2}{m_a g}.$$

С учетом выражения (4.1) и (4.2) динамический фактор может быть определен как отношение свободной силы тяги к весу автомобиля:

$$D = \frac{F_a}{G_a}. \quad (4.3)$$

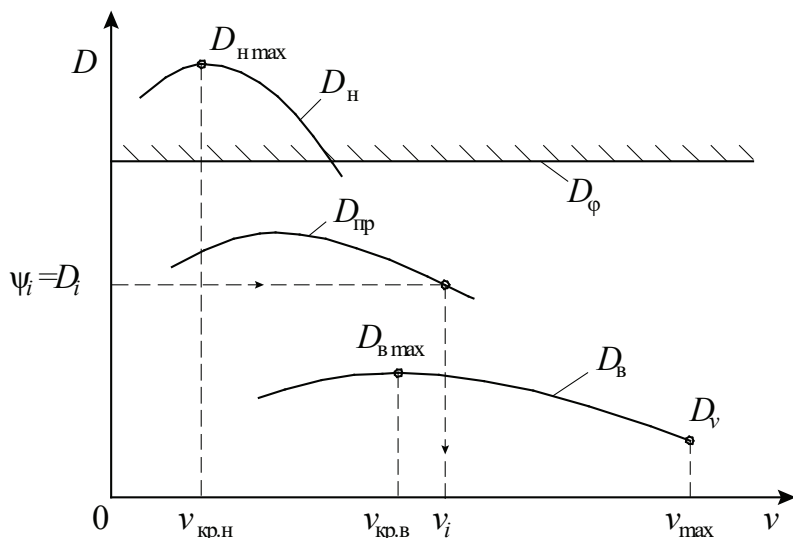


Рис. 4.2. Динамическая характеристика автомобиля

Таким образом, с одной стороны, особенностью динамической характеристики является то, что она позволяет сравнивать тягово-скоростные свойства автомобилей различных типов и назначений, с разными массогабаритными параметрами. С другой стороны, поскольку формула динамического фактора получена из уравнения движения колесной машины, для определения его величины справедливо следующее выражение:

$$D = \psi + \frac{j_a g}{\delta_{\text{пм}}}, \quad (4.4)$$

В таком случае при равномерном движении

$$D = \psi = f + h.$$

Используя динамическую характеристику, можно оценить максимальную скорость движения автомобиля в заданных дорожных условиях. Кривые динамического фактора показывают максимальные потенциальные возможности автомобиля по преодолению дорожного сопротивления на каждой передаче трансмиссии. Если при движении автомобиля с некоторой скоростью v_1 дорожное сопротивление увеличивается со значения ψ_1 до ψ_2 , то скорость будет уменьшаться до значения v_2 . Уменьшение скорости обусловлено тем, что значение D_1 меньше значения ψ_2 , следовательно, из выражения (4.4) получим, что значе-

ние ускорения отрицательно. По мере уменьшения скорости разница между динамическим фактором и значением коэффициента суммарного дорожного сопротивления будет уменьшаться так же, как и падение скорости, до тех пор, пока $D_2 = \psi_2$.

При дальнейшем увеличении дорожного сопротивления скорость автомобиля будет снижаться, и при достижении критической скорости данной передачи потребуются переключение на предшествующую передачу. Следовательно, устойчивое движение автомобиля на заданной передаче в коробке переключения передач возможно до тех пор, пока значение дорожного сопротивления лежит на площади, ограниченной кривой динамического фактора на данной передаче. Критическая скорость каждой передачи соответствует максимальному значению динамического фактора на данной передаче, тогда диапазон устойчивых скоростей для i -й передачи может быть записан как

$$v_{i \text{ кр}} \leq v_i \leq v_{i \text{ max}}.$$

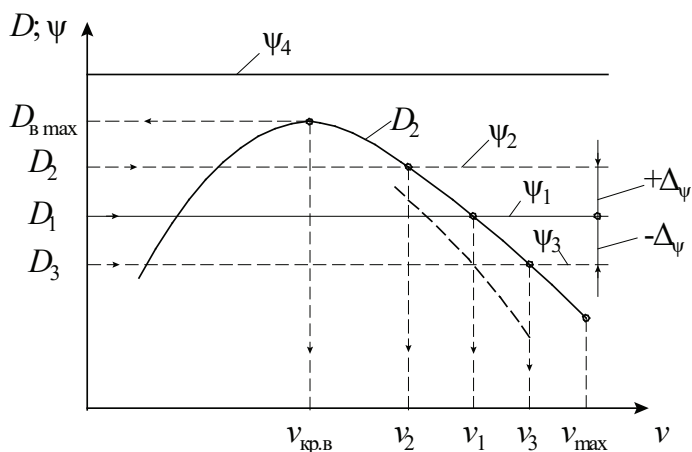


Рис. 4.3. Определение возможной скорости движения автомобиля по динамической характеристике

Для оценки тяговых свойств автомобиля при движении с различной степенью загрузки применяют **динамический паспорт автомобиля** (рис. 4.4), который представляет собой интеграцию номограммы нагрузок и динамической характеристики автомобиля.

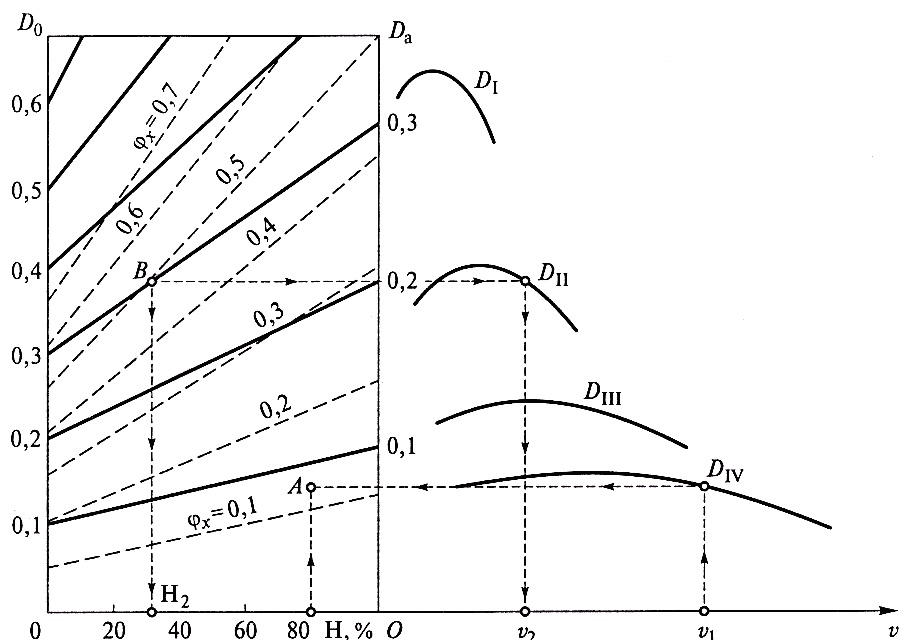


Рис. 4.4. Динамический паспорт автомобиля

Динамический паспорт состоит из динамической характеристики, построенной при полной загрузке автомобиля, номограммы нагрузок, характеризующей изменение динамического фактора от степени загрузки автомобиля, графика контроля буксования.

Номограмму нагрузок располагают слева от динамической характеристики, откладывая по оси абсцисс значение нагрузки автомобиля в процентах от полной грузоподъемности (пассажировместимости), масштаб может быть выбран произвольно.

По оси ординат номограммы нагрузок откладывают значения динамического фактора для автомобиля в снаряженном состоянии D_0 , шкала для данной оси определяется с учетом максимального значения, определяемого по формуле

$$D_{0\max} = \frac{D_{a\max} G_a}{G_{\text{сн}}},$$

где $D_{a\max}$ — максимальное значение динамического фактора по динамической характеристике.

Номограмма нагрузок представляет собой прямые линии, соединяющие одинаковые значения динамического фактора автомоби-

ля в снаряженном состоянии и динамического фактора автомобиля с полной загрузкой. Пунктирными линиями на номограмму нагрузок наносится график контроля буксования, который показывает изменение значения динамического фактора по сцеплению по мере загрузки автомобиля.

Динамический фактор по сцеплению характеризует предельные сцепные возможности автомобиля в заданных дорожных условиях, в том случае если значение динамического фактора превышает значение динамического фактора по сцеплению, максимальное дорожное сопротивление, которое способен преодолеть автомобиль, ограничивается данным значением D_{ϕ} .

Значение динамического фактора по сцеплению определяется для автомобиля в снаряженном состоянии $D_{0\phi}$ и для автомобиля с полной загрузкой $D_{a\phi}$ по формулам

$$\begin{aligned} D_{0\phi} &= \frac{G_{\text{сн}\phi}}{G_{\text{сн}}} \varphi_x, \\ D_{a\phi} &= \frac{G_{a\phi}}{G_a} \varphi_x. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Полученные значения откладываются на соответствующих осях в том же масштабе, что и значения динамического фактора, определенные ранее, одинаковые значения на двух шкалах соединяют пунктирными линиями (рис. 4.4).

Таким образом, динамический паспорт позволяет по двум заданным параметрам тягово-скоростных свойств, например нагрузка на автомобиль и коэффициент суммарного дорожного сопротивления, определить скорость автомобиля и минимально необходимое сцепление колес с дорогой.

4.3. Мощностный баланс и мощностная диаграмма автомобиля

Мощностным балансом называют алгебраическую сумму эффективной мощности двигателя и мощностей, затрачиваемых на преодоление сил сопротивления движению и внутренних потерь. Эффектив-

ная мощность двигателя N_e затрачивается на привод вспомогательного оборудования двигателя и механизмов управления автомобилем, на потери мощности в трансмиссии, обусловленные трением и гидравлическим сопротивлением, на преодоление сил сопротивления движению, аэродинамическое сопротивление и разгон автомобиля. Учитывая все затраты мощности, составим уравнение мощностного баланса

$$N_e + N_{\text{в.о.}} + N_{\text{тр}} + N_f + N_h + N_w + N_j = 0. \quad (4.6)$$

Мощностной баланс для легковых автомобилей строится на высшей передаче в трансмиссии, для этого определяется зависимость снимаемых, входящих в формулу (4.6), от скорости автомобиля на высшей передаче. Значение эффективной мощности двигателя берется из внешней скоростной характеристики.

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования $N_{\text{в.о.}}$, определяется в зависимости от значения эффективной мощности двигателя по формуле

$$N_{\text{в.о.}} = k_{\text{в.о.}} N_e.$$

Мощность потерь на трение в трансмиссии $N_{\text{тр}}$ также зависит от эффективной мощности двигателя: чем выше скорость, тем больше потери в трансмиссии

$$N_{\text{тр}} = N_e (1 - k_{\text{в.о.}}) (1 - \eta_{\text{тр}}).$$

Значения мощностей, затрачиваемых на разгон и на аэродинамическое сопротивление, определяются внутренними факторами автомобиля и поэтому вне зависимости от дорожных условий будут рассчитываться по формулам

$$N_w = k_w A_{\text{л}} v_a^3,$$

$$N_j = -\delta_{\text{п.м}} m_a v_a j_a.$$

При построении мощностного баланса значение мощностей, затрачиваемых на сопротивление качению и сопротивление подъему, рассчитывается как мощность на преодоление суммарного дорожного сопротивления и наносится на график для нескольких значений коэффициента ψ с обозначением в скобках величины уклона дороги (рис. 4.5):

$$N_{\psi} = m_{\text{п}} g v_a \psi = m_{\text{п}} g v_a (f \cos \alpha + \sin \alpha). \quad (4.7)$$

Значение коэффициентов суммарного дорожного сопротивления должно выбираться с учетом движения автомобиля на высшей передаче. Таким образом, по графику мощностного баланса можно определить не только величину мощности, необходимой для разгона или преодоления сопротивления воздуха, но и максимальной скорости транспортного средства в конкретных дорожных условиях.

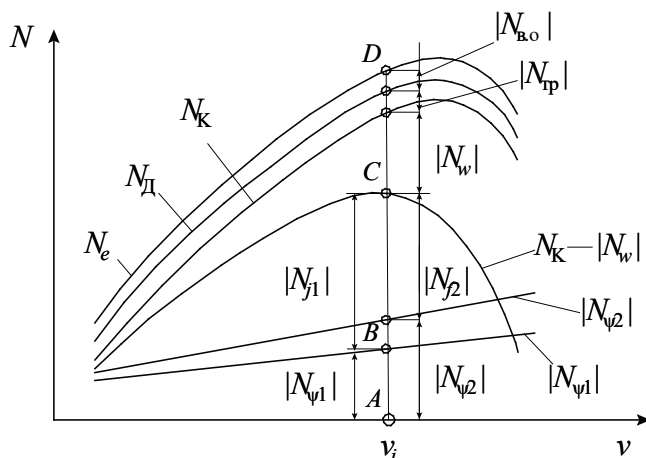


Рис. 4.5. Мощностный баланс автомобиля на высшей передаче

По полученным данным определяют коэффициент использования мощности **И**. **Коэффициентом использования мощности двигателя И** называют отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля в заданных условиях, к мощности, которую при этом может развивать двигатель при полной его нагрузке [1]:

$$И = \frac{N_{д.н}}{N_e} = \frac{N_{в.о} + N_{тр} + N_f + N_h + N_w}{N_e}.$$

Для автотранспортных средств, особенно грузовых и тяговых машин, часто используется мощностная диаграмма [14], которая показывает зависимость эффективной мощности двигателя, внутренних потерь мощности и мощности на преодоление дорожного сопротивления от скорости автомобиля на всех передачах трансмиссии (рис. 4.6).

На мощностную диаграмму наносят зависимости эффективной мощности двигателя от скорости движения транспортного средства, значения которой соответствуют значениям внешней скоростной характеристики. Затем рассчитывают и наносят значения мощно-

сти, подводимой к ведущим колесам, которая может быть найдена по формуле

$$N_k = N_e - N_{к.во} - N_{тр}.$$

Далее, определяют зависимость мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления движению в установившемся режиме, от скорости:

$$N_{w+\psi} = N_w + N_f + N_h = N_w + N_\psi.$$

На диаграмме наносится также мощность, затрачиваемая на преодоление только дорожного сопротивления, которая определяется из выражения (4.7).

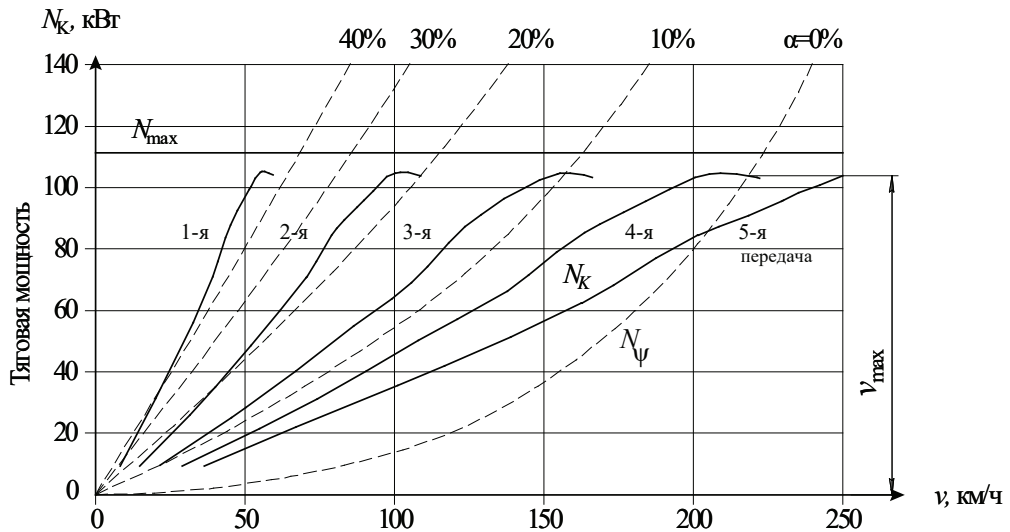


Рис. 4.6. Мощностная диаграмма

Таким образом, диаграмма позволяет оценить возможность движения автомобиля в различных дорожных условиях и возможности к разгону на данной передаче по условию мощностного баланса.

4.4. Характеристики разгона автомобиля

Способность автомобиля набирать скорость с высокой интенсивностью является важным скоростным свойством, поскольку в реальных условиях эксплуатации до 40 % времени автомобиль находится

в режиме ускорения. Особенно это актуально для автомобилей, эксплуатация которых ведется в городских условиях. Высокая интенсивность разгона позволяет повысить значение средней скорости движения автомобиля, а следовательно, увеличить его производительность. Способность автомобиля разгоняться с высокой интенсивностью характеризует такое свойство автомобиля, как **приемистость**.

Для оценки приемистости используют оценочные показатели со 2-го по 4-й (см. подглаву 4.1). Их значения можно определить экспериментально или расчетным путем.

Рассмотрим методики расчета и построения характеристик разгона автомобиля с механической трансмиссией.

Исходя из уравнения движения автомобиля максимально-возможное ускорение может быть найдено по формуле

$$j_{a \max} = \frac{D - \psi}{\delta_{\text{пм}}} g. \quad (4.8)$$

Из формулы (4.8) видно, что ускорение зависит от суммарного дорожного сопротивления, скорости автомобиля и включенной передачи. Кроме того, максимальное ускорение ограничивается условиями сцепления колес с дорогой:

$$j_{\varphi} = \left(D_{\varphi} - \sin \alpha - \frac{P_{a \text{ пас}}}{G_a} \right) g, \quad (4.9)$$

где $P_{a \text{ пас}}$ — сила сопротивления качению пассивных колес.

Для построения характеристики «разгон — выбег» необходимо определить время, скорость и пройденный путь на каждой передаче при наборе скорости автомобиля. Следовательно, необходимо определиться с моментами переключения передач, которое необходимо осуществлять таким образом, чтобы развить максимальную скорость за минимально возможный отрезок времени. На рис. 4.7 представлена зависимость $1/j_a = f(v)$: минимальным время разгона на передаче будет в том случае, если площадь под кривой функции будет минимальной, следовательно, оптимальной точкой переключения с I на II передачу будет точка A, а для переключения со II на III — точка B [15].

Выражение (4.6) показывает, что максимальная интенсивность разгона меняется в зависимости от скорости нелинейно и форма кривой ускорения совпадает с формой кривой динамического фактора. В та-

ком случае скорость от времени на каждой передаче будет изменяться нелинейно (рис. 4.8).

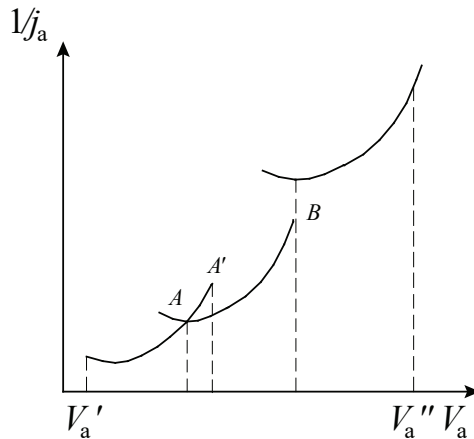


Рис. 4.7. График для определения скорости переключения

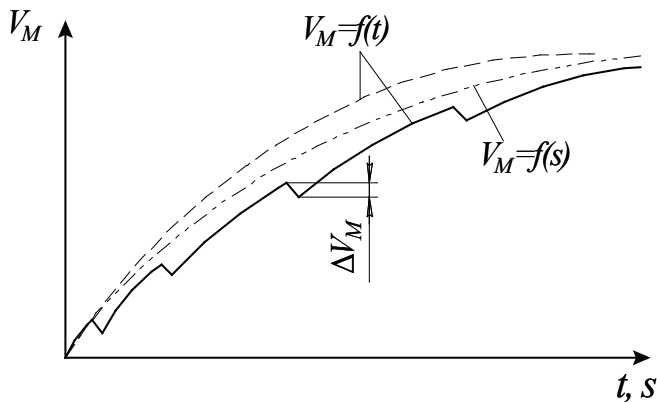


Рис. 4.8. Зависимость скорости от времени при разгоне автомобиля

Для приблизительной оценки характеристик разгона автомобиля в процессе его проектирования необходимо использовать интегральные зависимости.

В учебных проектах принимается допущение, что разгон автомобиля на каждой передаче происходит с постоянным ускорением, которое численно равно среднему значению для данной передачи:

$$j_{\text{ср}i} = \frac{j_1 + j_2 + \dots + j_n}{n}, \quad (4.10)$$

где i — номер передачи в коробке переключения передач; n — количество точек, взятых с динамической характеристики для данной передачи.

Используя выражение (4.8), определяют значения ускорения для нескольких точек динамической характеристики для каждой передачи. Значение времени разгона на i -й передаче в диапазоне изменения скоростей Δv_i определяется по формуле

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{\text{ср}i}}. \quad (4.11)$$

Общее время разгона с места до v_{max} равно сумме составляющих времени разгона Δt_i и суммарному времени, затраченному на переключение передач:

$$t_k = \sum_{i=1}^n \Delta t_i + t_{\text{п}} (n_{\text{кп}} - 1), \quad (4.12)$$

где n — количество интервалов изменения скорости; $t_{\text{п}}$ — время переключения передачи; $n_{\text{кп}}$ — количество ступеней в коробке передач, используемых при разгоне автомобиля.

Время переключения передачи в большей степени зависит от квалификации водителя, в меньшей — от конструкции коробки передач и типа двигателя. Для механических коробок передач принимают $t_{\text{п}} = 1 \dots 2$ с.

За время переключения происходит падение скорости

$$\Delta v_i = f g t_{\text{п}}. \quad (4.13)$$

По полученным значениям времени разгона на каждой из передач строится характеристика $v = f(t)$.

ГОСТ 22576–90 регламентирует наряду с изменением скорости от времени определение зависимости изменения скорости от пройденного в процессе разгона пути. Для получения характеристики разгона $v = f(s)$ определяется значение пути ΔS_i , пройденного автомобилем на всех интервалах изменения скорости. Полагают, что в каждом из этих интервалов автомобиль движется равномерно со средним ускорением, определенным ранее:

$$\Delta S_i = v_{i-1} \cdot \Delta t_i + \frac{j_{\text{ср}i} \cdot \Delta t_i^2}{2}. \quad (4.14)$$

Путь, проходимый за время переключения передач, определяется по формуле

$$\Delta S_{ni} = \Delta v_i \cdot t_n. \quad (4.15)$$

Общий путь, пройденный за время разгона t_k , можно определить по формуле

$$S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i + \sum_{i=1}^{n-1} \Delta S_{ni}. \quad (4.16)$$

По результатам произведенных расчетов строится графическое изображение характеристик разгона, на котором отмечают точки, соответствующие оценочным показателям тягово-скоростных свойств: время разгона на участке пути 400 и 1000 м; время разгона до заданной скорости; время разгона на передаче, на которой достигается максимальная скорость.

4.5. Преодоление подъемов

Максимальный подъем, который может преодолеть автомобиль, ограничивается не только тяговыми возможностями двигателя, но и сцепными свойствами дороги, а как будет показано далее — и геометрическими параметрами автомобиля (потеря продольной устойчивости).

При установившемся движении наибольшее значение продольного уклона, который способен преодолеть автомобиль, называют максимальным подъемом, который зависит от крутящего момента на колесах и продольной силы сцепления в пятне контакта колеса с дорогой.

В том случае, когда динамический фактор не превышает динамического фактора по сцеплению, максимальный подъем может быть определен по формуле

$$h_{\max} = D_{\max} - f.$$

Если тяговый момент ограничен условиями сцепления $D_\phi < D_a$, то максимальный подъем рассчитывается по формуле

$$h_{\max} = D_\phi - f.$$

Очевидно, что предварительный разгон позволяет автомобилю преодолевать уклон большей величины, поэтому вводится понятие **пре-**

дельного преодолеваемого уклона дороги. Предельным уклоном дороги, преодолеваемым автомобилем на данной передаче, называют уклон, который автомобиль способен преодолеть на участке заданной длины при условии падения скорости от $v_{\text{нач}}$ до $v_{\text{кр}}$.

Предельный подъем складывается из значения максимального подъема и значения дополнительного подъема, преодолеваемого за счет использования кинетической энергии автомобиля:

$$h_{\text{пред}} = h_{\text{max}} + \frac{i_{\text{доп}}}{\cos \alpha_{\text{max}}}.$$

где $i_{\text{доп}}$ — дополнительный подъем, преодолеваемый за счет разгона автомобиля.

Величину дополнительного подъема можно определить по формуле

$$h_{\text{доп}} = \operatorname{tg} \alpha_{\text{доп}} = \frac{(v_{\text{нач}}^2 - v_{\text{кр}}^2) \delta_{\text{пм}}}{2 \cdot 3,6^2 g S}, \quad (4.17)$$

где $v_{\text{нач}}$ — скорость автомобиля перед въездом на подъем, км/ч; $v_{\text{кр}}$ — критическая скорость автомобиля, км/ч; S — длина подъема, м.

Из формулы (4.17) видно, что чем меньше длина участка, тем большее значение дополнительного подъема можно преодолеть за счет кинетической энергии автомобиля вне зависимости от сцепления колес с дорогой. Поскольку в данном случае движение на подъем осуществляется не за счет тяговой силы в зоне контакта колеса с дорогой, а за счет накопленной энергии поступательного движения.

Задания для самостоятельной работы к главе 4

1. Построить динамическую характеристику легкового автомобиля на всех передачах коробки передач. Максимальная мощность двигателя 47 кВт при 578 рад/с; максимальный момент 96 Н·м при 368 рад/с; коэффициент коррекции 0,96; минимальная и максимальная угловые скорости двигателя 100 и 600 рад/с. Масса автомобиля 1340 кг; фактор обтекаемости 0,4 Н·м²/с²; передаточные числа коробки передач 3,64; 1,96; 1,36; 0,94; 0,78; главной передачи 3,94; КПД трансмиссии 0,92; статический радиус колес 0,27 м. По характеристике определить:

а) максимальную скорость движения; б) критические скорости на передачах; в) величины максимального динамического фактора на первой и четвертой передачах; г) угол максимального подъема, преодолеваемого автомобилем.

2. Определить динамический фактор автобуса с полной массой 10880 кг, при движении со скоростью 23,6 м/с, когда двигатель развивает мощность 113,5 кВт. Коэффициент сопротивления воздуха $0,36 \text{ Н} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$; площадь миделева сечения $6,1 \text{ м}^2$; КПД трансмиссии 0,88. Чему равен динамический фактор автобуса при движении без пассажиров, когда его масса равна 6950 кг?

3. Автопоезд полной массой 32400 кг движется со скоростью 25 м/с. Определить его динамический фактор, если тяговая сила на ведущих колесах 8,6 кН; коэффициент сопротивления воздуха $0,75 \text{ Н} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$; площадь миделева сечения $7,1 \text{ м}^2$. Как изменится величина динамического фактора, если тягач будет двигаться без прицепа в том же режиме работы двигателя? Масса прицепа 14000 кг; коэффициент сопротивления воздуха автопоезда на 25 % больше коэффициента сопротивления воздуха тягача.

4. Максимальный динамический фактор грузового автомобиля на первой передаче коробки передач 0,25. С каким ускорением может двигаться автомобиль на подъем с уклоном 0,05, если коэффициент сопротивления качению 0,02? Передаточное число коробки передач 3,12; коэффициенты $\delta_1 = 0,015$, $\delta_2 = 0,013$.

5. Динамический фактор автомобиля весом $G_a = 3600 \text{ кг}$ при движении на прямой передаче со скоростью $v_a = 60 \text{ км/ч}$ равен 0,055. Фактор обтекаемости $kF = 0,13 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-2}$. Чему будет равен динамический фактор при неизменном режиме работы двигателя, если фактор обтекаемости увеличить на 10 %?

6. Найти предельную величину подъема, которую может преодолеть автомобиль, если известно, что скорость автомобиля при въезде на подъем равна 70 км/ч, критическая скорость на прямой передаче равна 15 км/ч, максимальное значение динамического фактора на прямой передаче $D = 0,085$ коэффициент учета вращающихся масс $\delta = 1,05$.

5. Топливная экономичность

5.1. Оценочные показатели топливной экономичности

Одним из наиболее важных свойств автомобиля с точки зрения его эксплуатации и потребительских свойств является топливная экономичность. Затраты на топливо в процессе эксплуатации коммерческого транспорта достигают 30 % от всех затрат на перевозку грузов, кроме того, сжигание транспортом углеводородного топлива оказывает значительное негативное влияние на окружающую среду и здоровье человека.

Экологические директивы, принятые и разрабатываемые мировыми организациями, направлены на ужесточение норм экологичности, в том числе транспортных средств. Таким образом, при проектировании транспортного средства необходимо прогнозировать требования, которые будут предъявляться к автомобилю на момент его выхода в массовое производство и следующие несколько лет эксплуатации. Помимо того, необходимо учитывать, что при выборе транспортного средства одним из ключевых факторов выбора является стоимость эксплуатации, следовательно, расход топлива не должен превышать значения аналогов.

Совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность выполнять транспортную работу с высокой производительностью в различных условиях эксплуатации при минимальных затратах топлива, называют **топливной экономичностью**.

Топливную экономичность оценивают с помощью расхода топлива, который в большинстве стран измеряется в литрах на 100 км пути и называется **путевым расходом топлива**. На свойства топливной экономичности значительное влияние оказывает конструкция двигателя внутреннего сгорания, характеристики трансмиссии и форма кузова автомобиля, которая определяет аэродинамическое сопротивление автомобиля. Стоит отметить, что, помимо конструктивных параметров автомобиля, на расход топлива влияет манера вождения водителя транспортного средства, поэтому для двух одинаковых автомобилей при эксплуатации в одних и тех же условиях возможен различный

расход топлива, поэтому методика испытаний свойств топливной экономичности жестко регламентирует скоростные режимы.

Часто при оценке топливной экономичности автомобиля используют понятие **среднего путевого расхода топлива**, который показывает расход в литрах на 100 км пути при эксплуатации в наиболее вероятных дорожных условиях и нормальном эксплуатационном режиме.

Для оценки эффективности транспортной работы вводят удельный показатель — **удельный расход топлива** на 1 тонну (1 пассажира), который показывает расход топлива на единицу совершенной транспортной работы по перевозке грузов или пассажиров:

$$Q_{\text{уд.г}} = \frac{Q_{\text{ср}}}{m_{\text{г}}},$$

где $Q_{\text{уд.г}}$ — удельный расход топлива автомобиля на 1 тонну перевезенного груза, л/(т·100 км); $m_{\text{г}}$ — масса перевезенного груза;

$$Q_{\text{уд.пасс}} = \frac{Q_{\text{ср}}}{n_{\text{пасс}}},$$

где $Q_{\text{уд.пасс}}$ — удельный расход топлива автомобиля на 1 перевезенного пассажира, л/(пас·100 км); $n_{\text{пасс}}$ — количество пассажиров.

Топливная экономичность автотранспортных средств регламентируется ГОСТ 54810–2011, согласно которому установлена следующая система оценочных показателей [16]:

- расход топлива при заданных скоростях движения Q_s , л/100 км;
- расход топлива в магистральном цикле на дороге $Q_{s\text{ мц}}$, л/100 км;
- расход топлива в городском цикле на дороге $Q_{s\text{ гц}}$, л/100 км;
- топливная характеристика установившегося движения — график зависимости путевого расхода топлива от скорости в наиболее вероятных дорожных условиях при разной степени загрузки автомобиля;
- контрольный расход топлива — зависимость путевого расхода топлива и средней скорости от допустимой на маршруте скорости движения.

Помимо приведенной системы показателей, используются частные показатели, которые необходимы для оценки топливной экономичности в конкретных дорожных условиях:

- топливно-экономическая характеристика, которая показывает зависимость путевого расхода топлива от скорости установив-

шегося движения в различных дорожных условиях, характеризуемых коэффициентом суммарного дорожного сопротивления ψ ;

- топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге, которая показывает расход топлива автомобилем в условиях переменных режимов работы и ограничения допустимых скоростей движения.

При проведении испытаний на топливную экономичность к транспортному средству предъявляются требования: давление в шинах должно соответствовать паспортному значению, износ шин не должен превышать 50 %. Окна и вентиляционные люки должны быть закрыты, во избежание увеличения аэродинамического сопротивления. При проведении испытаний дополнительный ведущий мост, коробка отбора мощности, системы кондиционирования или отопления должны быть выключены, а в раздаточной коробке должна быть включена высшая передача.

Масса транспортного средства и требования к состоянию дорожного покрытия и метеорологическим условиям регламентированы и совпадают с требованиями при определении тягово-скоростных свойств (см. подглаву 4.1).

Расход топлива при заданных скоростях движения определяют в зависимости от категории транспортного средства на двух скоростях установившегося движения:

- 40 и 60 км/ч — для АТС категорий N_3G , M_3 класса I;
- 60 и 80 км/ч — для АТС категорий N_2 , N_3 , M_2 , M_3 классов II, III;
- 90 и 120 км/ч — для АТС категории M_1 .

Испытания проводятся для нескольких заездов по измерительному участку дороги на высшей передаче, на скоростях меньше и больше заданной на 2 км/ч, с последующей корректировкой результатов согласно ГОСТ 54810–2011. Допускается определение данного показателя по топливной характеристике установившегося движения.

Ездовой цикл представляет собой чередование режимов разгона, установившегося движения, торможения и остановок. На основе ездового цикла определяют путевой расход топлива при циклическом движении Q , л/100 км. Решение этой задачи возможно либо на основе моделирования движения автомобиля в соответствии с программой ездового цикла, либо графоаналитическим методом.

К процедуре испытаний автотранспортных средств при циклическом движении предъявляют большой перечень требований, регламентируются не только скорость и путь, пройденный с данной скоростью, но и моменты переключения передач, интенсивность разгона, допустимые отклонения величин скорости и ускорения и т. д.

Движение в магистральном цикле (рис. 5.1) характеризуется продолжительными участками движения с постоянной скоростью. Методика испытаний в зависимости от категории транспортного средства предусматривает два варианта циклов.

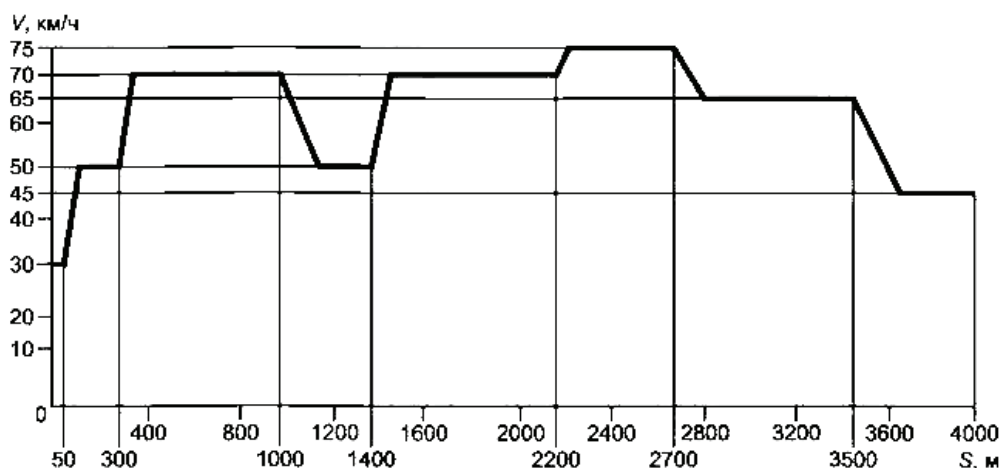
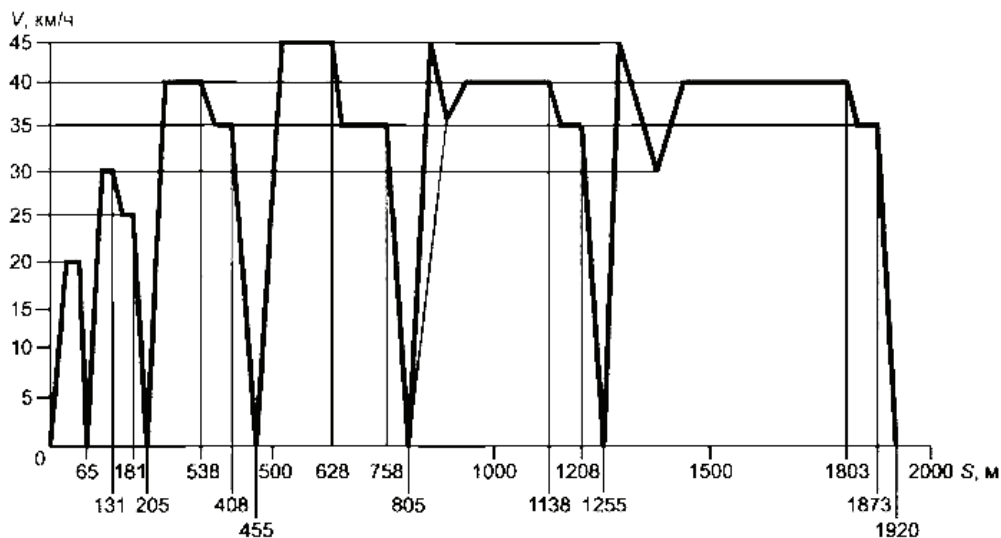


Рис. 5.1. Схема магистрального цикла на дороге для АТС категорий N_2 , N_3 , M_2 и M_3 класса II

Программа испытаний расхода топлива в городском цикле отличается для автотранспортных средств категории M_3 классов I и II (рис. 5.2), категорий N_2 , N_3 , M_2 и категории M_1 .

Контрольный расход топлива для автотранспортных средств категорий M_2 , M_3 (междугородные), N_2 , N_3 определяют как среднюю арифметическую величину расходов топлива при заданных скоростях движения; категории M_3 (городские) — принимают как расход топлива в городском цикле на дороге.

Построение и требования к топливной характеристике установившегося движения более подробно рассмотрим ниже.

Рис. 5.2. Схема городского цикла на дороге для АТС категории M_3

5.2. Построение топливной характеристики установившегося движения и топливно-экономической характеристики

Топливная характеристика установившегося движения строится аналитически или по результатам испытаний. Для построения характеристики на основе экспериментальных данных выполняют серию заездов по измерительному участку с постоянной скоростью, увеличивая значение скорости от минимальной до максимальной с определенным интервалом. Скорости движения задаются через 20 км/ч для автомобилей с максимальной скоростью более 120 км/ч и через 10 км/ч для автомобилей с максимальной скоростью до 120 км/ч.

При аналитическом построении топливной характеристики установившегося движения необходимо использовать уравнение расхода топлива, которое связывает режим работы двигателя и скорость автомобиля.

Характеристикой расхода топлива двигателем является **удельный расход топлива двигателя** g_d , г/(кВт·ч), который представляет собой отношение расхода топлива в единицу времени при установившемся режиме работы двигателя к развиваемой на этом режиме мощности.

Значение удельного расхода топлива двигателем рассчитывается из значения часового расхода топлива g_d , кг/ч:

$$g_d = \frac{G_T \cdot 10^6}{N_{д.н}}, \quad (5.1)$$

где $N_{д.н}$ — мощность, развиваемая двигателем на установившемся режиме.

Зависимость удельного расхода топлива двигателем от нагрузки двигателя и оборотов коленчатого вала представлена на рис. 5.3. Линия 1 показывает линию максимального крутящего момента двигателя, соответствующую внешней скоростной характеристике двигателя. Пунктирными линиями показаны линии зависимости мощности нагрузки двигателя от оборотов коленчатого вала. Кривые, показанные тонкими сплошными линиями, соответствуют линиям равноудельного расхода топлива, то есть значение удельного расхода топлива двигателем для различных точек этой кривой (при разных значениях мощности и оборотов) будет постоянным.

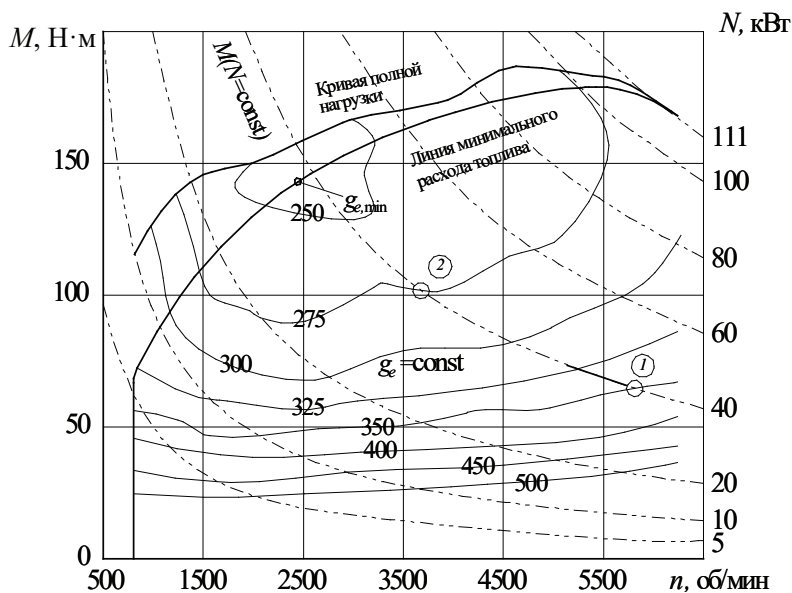


Рис. 5.3. Характеристика удельного расхода топлива двигателем

Линия 2 представляет собой характеристику минимальных удельных расходов топлива, которая показывает наибольшие мощностные нагрузки двигателя при минимально-возможных расходах топлива

двигателем, то есть характеризует оптимальные режимы работы двигателя с точки зрения расхода топлива.

Минимальный удельный расход топлива двигателем $g_{e \min}$ зависит от конструктивных параметров двигателя: для бензиновых значение $g_{e \min}$ находится в диапазоне 200...250 г/(кВт·ч), для дизельных — 180...220 г/(кВт·ч).

Мощность нагрузки двигателя представляет собой мощность, необходимую для движения с постоянной скоростью в заданных дорожных условиях, и определяется по формуле

$$N_{\text{д.н}} = N_{\text{в.о}} + N_{\text{тр}} + N_f + N_h + N_w. \quad (5.2)$$

Путевой расход топлива автомобиля Q_s , л/100 км, и часовой расход G_T связаны формулой

$$Q_s = \frac{100G_T}{3,6\nu\rho_T \cdot 10^{-3}}, \quad (5.3)$$

где ρ_T — плотность топлива.

Плотность бензина равна 730 кг/м³, плотность дизельного топлива — 860 кг/м³.

Из выражений (5.1) и (5.3) можно найти зависимость среднего путевого расхода топлива от скорости движения автомобиля и режима его работы:

$$Q_s = \frac{g_d N_{\text{д.н}}}{36 \nu \rho_T}, \quad (5.4)$$

где g_d — удельный расход топлива, зависящий от нагрузки двигателя и скоростного режима; ν — скорость автомобиля, м/с.

Значение удельного расхода топлива, зависящего от нагрузки двигателя, может выбираться по характеристике удельного расхода топлива двигателем или рассчитываться аналитически.

Удельный расход изменяется при изменении нагрузки и оборотов двигателя, поэтому для учета влияния данных факторов вводят поправочные коэффициенты: коэффициент k_{ω} , учитывающий скоростной режим двигателя, и коэффициент $k_{\text{и}}$, учитывающий использование мощности двигателя:

$$g_d = g_{eN} k_{\text{и}} k_E, \quad (5.5)$$

где g_{eN} — удельный расход топлива двигателем при максимальной мощности, $g_{eN} = (1,08...1,25)g_{e \min}$.

Коэффициенты $k_{\text{И}}$ и $k_{\text{Е}}$ зависят от значений коэффициента использования мощности двигателя И и коэффициента скоростного режима Е и подбираются по номограммам (рис. 5.4). Значение коэффициентов Е и И определяется соответственно по формулам

$$E = \frac{n_i}{n_N}, \quad (5.6)$$

$$И = \frac{N_{\text{д.н.}}}{N_e}. \quad (5.7)$$

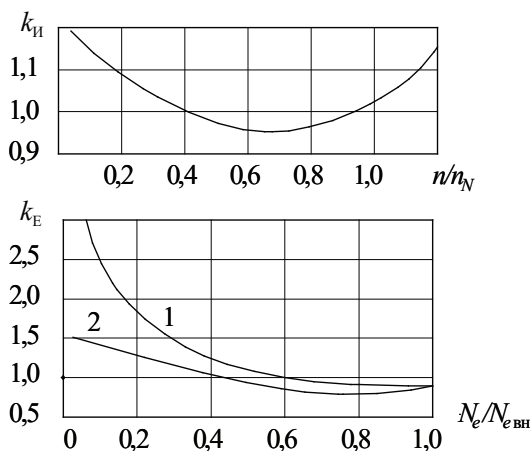


Рис. 5.4. Номограммы определения коэффициентов $k_{\text{И}}$ (а) и $k_{\text{Е}}$ (б)

Используя выражения (5.2) и (5.4), рассчитываем значения среднего путевого расхода топлива для каждой передачи трансмиссии от скорости движения автомобиля с шагом не меньше 10 км/ч, по результатам расчета строим график зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля (рис. 5.5).

На графике отмечают диапазоны устойчивых скоростей для заданных условий эксплуатации для каждой передачи трансмиссии. Затем последовательно отмечают минимальные из возможных значений Q_s при увеличении скорости от минимальной до максимальной с интервалом 10 км/ч. Отмеченные точки, соединенные плавной линией, будут представлять собой *топливную характеристику установившегося движения*.

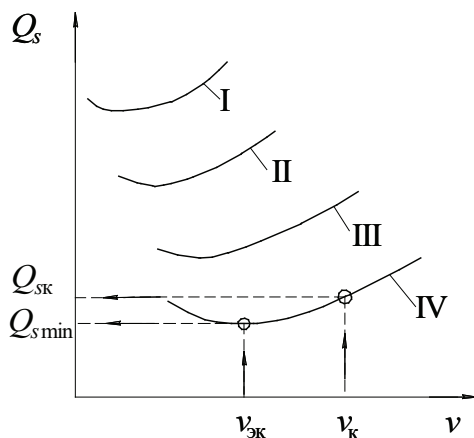


Рис. 5.5. График зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля

Топливоно-экономическая характеристика — это график зависимости удельного расхода топлива от скорости движения и коэффициента суммарного дорожного сопротивления на двух высших передачах (рис. 5.6). По данной характеристике можно определить скорость $v_{эк}$, обеспечивающую минимальный путевой расход топлива при движении по дороге с заданным коэффициентом суммарного дорожного сопротивления ψ .

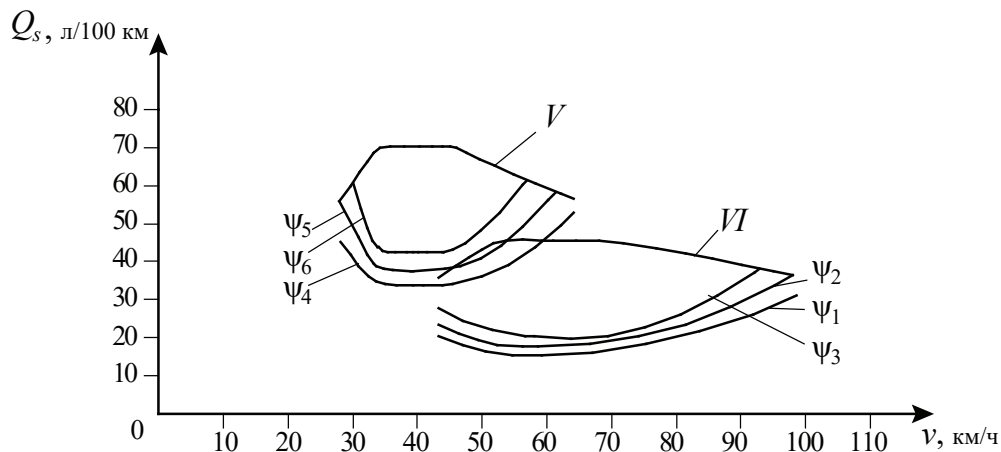


Рис. 5.6. Топливоно-экономическая характеристика автомобиля

Кривые, ограничивающие сверху топливные характеристики на соответствующих передачах, представляют собой зависимость среднего

путевого расхода топлива от скорости при работе двигателя на внешней скоростной характеристике:

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{36 \nu r_T}. \quad (5.8)$$

Кривые зависимости путевого расхода от коэффициента суммарного дорожного сопротивления строятся по методике, аналогичной построению топливной характеристики установившегося движения. Предварительно описываются режимы эксплуатации, для которых приводятся коэффициенты суммарного дорожного сопротивления.

Задания для самостоятельной работы к главе 5

1. Сколько литров бензина будет израсходовано на 100 км пути, если при движении автомобиля со скоростью $\vartheta_a = 50$ км/ч в течение часа расходуется 13,6 кг?

2. Расход топлива при установившемся движении автомобиля $Q = 9,8$ л/100 км. Найти расход топлива при разгоне автомобиля, если на единицу углового ускорения вала двигателя $\varepsilon_{\text{кв}}$ приходится увеличение расхода топлива $\Delta Q = \frac{0,004 \text{ л}}{100 \text{ км}}$. Ускорение при разгоне $a = 1$ м/с²;

передаточные числа коробки передач $u_{\text{кп}} = 2,05$; главной передачи $u_{\text{гп}} = 4,1$; статический радиус колес с радиальными шинами $r_{\text{ст}} = 0,27$ м.

3. Найти, на сколько процентов уменьшится массовый расход топлива грузового автомобиля, если вместо карбюраторного двигателя будет установлен дизельный двигатель. Масса нагруженного автомобиля 8525 кг; фактор обтекаемости $2,8 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-2}$, КПД трансмиссии 0,84. Расчет произвести для случая движения автомобиля со скоростью 10 м/с по дороге с суммарным коэффициентом дорожного сопротивления 0,03. Мощность двигателя по внешней характеристике при указанной скорости 44 кВт. Для решения использовать нагрузочную характеристику на рис. 5.7.

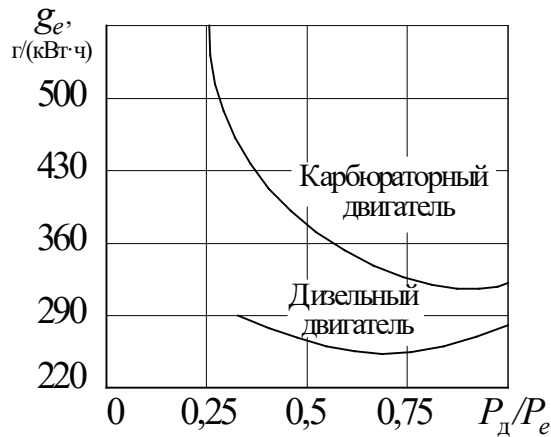


Рис. 5.7. Нагрузочная характеристика

4. Автомобиль перевез груз массой 7 т на расстояние 120 км. Определить расход топлива при нормах: на передвижение автомобиля и внутренние потери в двигателе 24 л/100 км и на единицу транспортной работы 1,3 л/(100 т·км).

5. Определить часовой, рабочий и путевой расход топлива, а также найти скорость движения автомобиля массой 10 т, если динамический фактор равен 0,06, фактор обтекаемости автомобиля $2,9 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$, размер шин 260–20. Двигатель развивает крутящий момент 300 Н·м. Передаточные числа коробки передачи главной передачи соответственно равны 2,1 и 6,45. КПД трансмиссии 0,84, масса перевозимого груза 6 т, удельный эффективный расход топлива 214 г/(кВт·ч).

6. Тормозные свойства

6.1. Оценочные показатели тормозных свойств

Системы управления автомобилем, в том числе тормозная, непосредственно влияют на безопасность дорожного движения, поэтому к конструкции, методикам испытаний и оценочным показателям тормозных свойств предъявляются жесткие требования.

Тормозные свойства автомобиля характеризуют его способность к плавному уменьшению скорости вплоть до полной остановки без потери устойчивости, поддержанию скорости на постоянном уровне, а также удержанию транспортного средства в неподвижном состоянии при стоянке в уклон.

Торможением называют процесс создания и изменения искусственного сопротивления движению автомобиля. При этом кинетическая энергия автомобиля превращается в тепловую вследствие трения, возникающего в тормозных механизмах и при контакте шин с опорной поверхностью.

Тормозные свойства автомобиля оцениваются по каждой тормозной системе автомобиля, при имитации различных условий движения. Требования к процедуре испытаний, оценочным показателям и конструкции тормозных систем приведены в ГОСТ 51709–2001 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки», ГОСТ Р 52847–2007 «Автомобильные транспортные средства. Тормозные механизмы. Технические требования и методы стендовых испытаний» и ГОСТ Р 41.13–99 (Правила ЕЭК ООН N 13) «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий *M*, *N* и *O* в отношении торможения». Согласно данным регламентам конструкция автотранспортного средства обязательно оснащается рабочей, запасной и стояночной тормозной системой, а для автомобилей категории M_3 и N_3 обязательно наличие вспомогательной (исносостойкой) тормозной системы.

Рабочая (основная) тормозная система служит для уменьшения скорости автомобиля и полной его остановки.

Стояночная тормозная система предназначена для удержания автомобиля на месте. Привод стояночной тормозной системы воздействует на колесные тормоза рабочей тормозной системы или на специальный дополнительный тормоз, связанный с трансмиссией автомобиля.

Вспомогательная (бесконтактная или износостойкая) тормозная система предназначена для уменьшения энергонагруженности тормозных механизмов рабочей тормозной системы АТС.

Запасная тормозная система служит для остановки автомобиля при отказе рабочей тормозной системы. У некоторых автомобилей функции запасной тормозной системы выполняет стояночная.

Торможение может происходить в служебном или экстренном режиме. **Экстренное торможение** — это торможение в целях максимально быстрого уменьшения скорости [17]. Наиболее часто при эксплуатации автомобилей используется служебное торможение, при котором значение замедления не превосходит $2,5 \text{ м/с}^2$.

Требования, предъявляемые к транспортным средствам, находящимся в эксплуатации, описываются в [17]. Проверка оценочных показателей эффективности тормозных систем согласно данному документу проводится при проверке технического состояния авто-транспортных средств.

Оценочные показатели тормозных свойств зависят от способа проведения испытаний. Согласно [17] проверка показателей эффективности торможения может производиться в дорожных или стендовых условиях. Рассмотрим оценочные показатели эффективности, подлежащие проверке в дорожных условиях, которые представлены в табл. 6.1.

Эффективность рабочей тормозной системы определяется длиной тормозного пути и посредством измерения среднего значения предельного замедления в соответствии с начальной скоростью торможения.

Под **тормозным путем** понимается расстояние, которое транспортное средство проходит с момента, когда водитель начинает воздействовать на педаль тормоза до полной остановки автомобиля. При испытании начальная скорость торможения должна быть не менее 98 % от регламентированной. Под начальной скоростью понимают скорость, которая соответствует моменту, когда водитель начинает торможение.

Таблица 6.1

**Использование показателей эффективности торможения и устойчивости АТС
при торможении во время проверок в дорожных условиях [17]**

Наименование показателя	Тормозная система						
	рабочая				запасная	стояночная	вспомогательная
	без АБС		с АБС				
	эффекти- вность тор- можения	устойчи- вость	эффекти- вность тор- можения	устойчи- вость			
Тормозной путь	+	—	+	—	+	—	—
Установившееся замедление	+	—	+	—	+	—	+
Время срабатывания тормозной системы	+	—	+	—	+	—	—
Коридор движения	—	+	—	—	—	—	—
Уклон дороги, на котором автомо- биль удерживается неподвижно	—	—	—	—	—	+	—
Отсутствие следов юза за колесами	—	—	+	—	—	—	—
Прямолинейность движения при торможении	—	—	—	+	—	—	—

Примечание. Знаком «+» отмечены показатели, которые должны использоваться при оценке эффективности торможения или устойчивости автотранспортных средств при торможении, знаком «—» — не должны использоваться.

Показатели эффективности рабочей тормозной системы при проведении дорожных испытаний должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 6.2. При этом начальная скорость торможения для всех транспортных средств равна 40 км/ч, а масса не должна превышать максимальной допустимой массы автомобиля. Для оценки устойчивости транспортного средства при торможении должно выполняться условие: автомобиль при торможении не выходит за пределы коридора шириной 3 м.

Эффективность стояночной тормозной системы оценивается с помощью значения удельной тормозной силы или значения величины уклона, на котором транспортное средство удерживается в неподвижном состоянии. Для автомобилей при полной нагрузке работоспособная стояночная тормозная система должна обеспечивать удельную тормозную силу не менее 0,16 или удержание в неподвижном состоя-

нии транспортного средства на уклоне 16 %. Для автомобилей в снаряженном состоянии уклон дороги, на котором транспортное средство удерживается в неподвижном состоянии: 23 % для категорий M_1 – M_3 , и 31 % для категорий N_1 – N_3 .

Таблица 6.2

**Нормативы эффективности торможения автомобиля
с использованием рабочей тормозной системы в дорожных условиях**

Наименование вида АТС	Категория	Усилие на педали, Н	Удельная тормозная сила, не менее	Тормозной путь, м, не более	Установившееся замедление, м/с ² , не менее	Время срабатывания тормозной системы, с, не более
Пассажирские и грузопассажирские автомобили	M_1	490	0,53	15,8	5,2	0,6
	M_2, M_3	686	0,46	19,6	4,5	0,8
Грузовые автомобили	N_1, N_2, N_3	686	0,46	19,6	4,5	0,8

Вспомогательная тормозная система, за исключением моторного замедлителя, при проверках в дорожных условиях в диапазоне скоростей 25–35 км/ч должна обеспечивать установившееся замедление не менее 0,5 м/с для АТС разрешенной максимальной массы и 0,8 м/с для автотранспортных средств в снаряженном состоянии с учетом массы водителя.

При проектировании автотранспортных средств необходимо ориентироваться на значения оценочных показателей эффективности и методы испытаний тормозных свойств, приведенных в ГОСТ Р 41.13–99 [18], который регламентирует три типа испытаний тормозных систем: испытание типа 0 (обычное испытание эффективности при холодных тормозах), испытание типа I (испытание на потерю эффективности), испытание типа II (поведение транспортного средства на затяжных спусках).

Испытания типа 0 проводятся для оценки эффективности тормозных систем при условии, что температура на поверхности тормозного диска (барабана) не превышает 100 °С, автомобиль имеет полную загрузку. Требования к измерительным участкам дороги и погодным условиям соответствуют требованиям, приведенным в подглаве 4.1. Значение показателей эффективности приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Показатели эффективности при испытаниях типа 0

Категория	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
Тип проводимых испытаний	0, I	0, I	0, I, II	0, I	0, I	0, I, II
Начальная скорость V_0 , км/ч	80	60	60	80	60	60
Тормозной путь S_T , м	50,6	36,7				
Установившееся замедление $a_{уст}$, м/с ² , не менее	5,8	5,0				

Испытания типа I проводятся для транспортных средств путем ряда последовательных торможений в соответствии с условиями, указанными в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Требования к процедуре испытаний типа I для автотранспортных средств

Категория АТС	Условия проведения испытаний			
	V_1 , км/ч	V_2 , км/ч	Δt , с	n
M_1	80 % V_{max} , но ≤ 120	0,5 V_1	45	15
M_2	80 % V_{max} , но ≤ 100	0,5 V_1	55	15
N_1	80 % V_{max} , но ≤ 120	0,5 V_1	55	15
M_3, N_2, N_3	80 % V_{max} , но ≤ 60	0,5 V_1	60	20

В конце испытания типа I производят торможение, соответствующее условиям торможения при испытаниях типа 0, и измеряют эффективность тормозной системы при нагретых тормозных механизмах. Для автомобилей эффективность нагретых тормозов должна составлять не менее 60 % значения, зарегистрированного при испытании типа 0 с отсоединенным двигателем.

Испытание типа II проводят таким образом, чтобы вспомогательная тормозная система полностью преобразовывала кинетическую энергию транспортного средства с полной загрузкой, движущегося со скоростью 30 км/ч по спуску с уклоном 6 % и на расстояние 6 км, в тепловую. В конце испытания в тех же условиях, в которых было проведено испытание типа 0 с отсоединенным двигателем, измеряется эффективность нагретых рабочих тормозов: тормозной путь не должен превышать 45,8 м для транспортных средств категории M_3 и 50,6 м для транспортных средств категории N_3 .

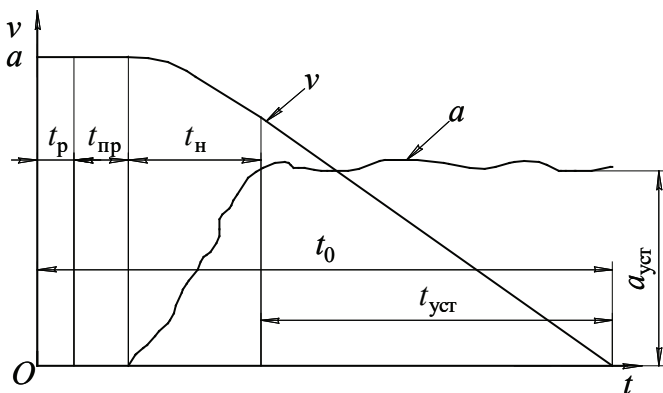
6.2. Тормозная диаграмма

Для наглядного представления о тормозных свойствах автомобиля применяют тормозную диаграмму, которая представляет собой зависимость замедления автомобиля $|a_T| = f(t)$ и скорости автомобиля $v = f(t)$ как функцию времени. Тормозная диаграмма (см. рисунок) представляет собой график экстренного торможения автомобиля в условиях, определяемых программой испытаний типа 0, следовательно, начальная скорость торможения выбирается по [18].

За начало временного отсчета принимают момент, когда возникает ситуация, вынуждающая водителя начать торможение. Время t_0 соответствует времени остановки автомобиля, то есть времени от возникновения препятствия до полной остановки автомобиля. Данный промежуток времени состоит из нескольких временных интервалов:

$$t_0 = t_p + t_{пр} + t_n + t_{уст}. \quad (6.1)$$

Первый временной интервал в формуле (6.1), показанный на рисунке, характеризует время реакции водителя t_p , которое складывается из времени психической и физической реакции, то есть время, необходимое для идентификации ситуации, требующей торможения и переноса ноги на педаль тормоза.



Тормозная диаграмма

Время реакции водителя зависит от его психоэмоционального состояния, уровня утомления, опыта вождения, поэтому одному

и тому же водителю может потребоваться разное время в различных дорожных ситуациях. При построении тормозной диаграммы время реакции водителя принимают 0,2–0,3 с, в реальных условиях это значение может достигать 1,5 с.

В тот момент, когда водитель начинает воздействовать на орган управления тормозной системой, начинается процесс торможения. Следующий временной интервал в формуле (6.1) характеризует время запаздывания привода $t_{пр}$, которое обусловлено наличием зазоров в тормозной системе, данный промежуток времени не должен превышать 0,3 с.

Время t_n из выражения (6.1) характеризует временной интервал, который требуется для нарастания давления в тормозной системе до достижения максимального установившегося значения замедления $a_{уст}$. Данный интервал времени принимают не более 0,5 с, при этом суммарное значение времени срабатывания привода, которое состоит из времени запаздывания тормозного привода и времени нарастания замедления, не должен превышать значения 0,6 (0,8) с в зависимости от категории транспортного средства.

Последний временной интервал в формуле (6.1) и тормозной диаграмме соответствует времени торможения автомобиля с установившимся замедлением $t_{уст}$. Для определения данного промежутка времени необходимо знать величину установившегося замедления.

Из уравнения движения автомобиля в тормозном режиме [1] следует, что установившееся замедление зависит от тормозного момента автомобиля, типа дорожного покрытия, формы автомобиля, которая характеризует аэродинамическое сопротивление, и массы автомобиля:

$$a_{уст} = \frac{\frac{M_t + M_f}{r_k} + F_w}{\delta_{пм} m_a}. \quad (6.2)$$

При служебном торможении величина тормозного момента будет зависеть от давления в тормозной системе и усилия на педали. При этом сила аэродинамического сопротивления для легковых автомобилей не вносит существенного влияния в связи с малым коэффициентом обтекаемости и быстрым снижением скорости, поэтому в расчетах данной величиной часто пренебрегают.

В случае экстренного торможения величина тормозного момента будет определяться сцепными свойствами колес с дорогой, следова-

тельно, в числителе будет момент предельной силы сцепления. С учетом выражения (1.8) формула (6.2) может быть преобразована к виду

$$a_{\text{уст}} = \frac{\frac{M_{\varphi}}{r_k} + F_w}{\delta_{\text{пм}} m_a} = \frac{m_a g \varphi + F_w}{\delta_{\text{пм}} m_a}.$$

Поскольку торможение происходит с отсоединенным двигателем и при быстром снижении скорости, то влиянием инерции вращающихся деталей можно пренебречь, в таком случае $\delta_{\text{пм}} = 1$. Без учета влияния аэродинамического сопротивления получаем, что максимально возможное замедление автомобиля по условию сцепления определяется по формуле

$$a_{\text{уст}} = \varphi g,$$

тогда время установившегося замедления можно найти по формуле

$$t_{\text{уст}} = \frac{v_{\text{н}}}{|a_{\text{уст}}|}. \quad (6.3)$$

Скорость $v_{\text{н}}$ в конце периода нарастания замедления приблизительно можно найти по формуле

$$v_{\text{н}} = v_0 - 0,5 |a_{\text{уст}}| t_{\text{н}}. \quad (6.4)$$

По результатам расчета строится тормозная диаграмма и производится расчет остановочного и тормозного пути.

Остановочным называют путь, пройденный автомобилем с момента обнаружения препятствия до полной его остановки, то есть за время t_0 :

$$S_{\text{ост}} = (t_{\text{п}} + t_{\text{пр}} + 0,5 t_{\text{н}}) v_0 + \frac{v_0^2}{2 \varphi g}.$$

$$S_T = (t_{\text{пр}} + 0,5 t_{\text{н}}) v_0 + \frac{v_0^2}{2 \varphi g}.$$

При расчете тормозного пути время реакции водителя не учитывается, поскольку оценка эффективности тормозной системы не может зависеть от субъективных качеств водителя.

Задания для самостоятельной работы к главе 6

1. Автомобиль весом $G_a = 3300$ кг затормаживается по дороге с углом подъема $\alpha = 2^\circ$ и коэффициентом сцепления $\varphi = 0,05$. Данные по автомобилю: высота центра тяжести $h_g = 0,71$ м, расстояние от центра тяжести до передней оси $a = 2,54$ м. Найти, какая суммарная окружная сила создается на шинах тормозных колес, если при торможении они доводятся до границы блокировки.

2. Определить тормозной момент, создаваемый рабочей тормозной системой автобуса, при торможении на спуске с уклоном 7 %. Замедление при торможении 6 м/с^2 ; начальная скорость 25 м/с ; фактор обтекаемости $2,4 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; масса 13 т ; статический радиус колес $0,485 \text{ м}$. Торможение производится с максимальным использованием сил сцепления колес с дорогой. На сколько процентов изменится величина тормозного момента при торможении автобуса на горизонтальной дороге?

3. Автомобиль движется по горизонтальной дороге, имеющей коэффициент сцепления $0,7$, со скоростью 15 м/с . При торможении он проходит путь $14,6 \text{ м}$, затем выходит на участок горизонтальной дороги с коэффициентом сцепления $0,4$, на котором затормаживается до полной остановки. Найти общий тормозной путь при условии, что на обоих участках сила сцепления колес автомобиля с дорогой используется полностью.

4. Автомобиль тормозит на спуске дороги, имеющей коэффициенты сцепления $0,2; 0,4; 0,6; 0,8$. Определить углы уклонов дороги, на которых автомобиль затормозить невозможно.

5. Грузовой автомобиль, снабженный двухконтурной тормозной системой, движется на горизонтальном участке дороги со скоростью 16 м/с . Определить тормозной путь автомобиля при отказе контура задних колес. Масса автомобиля 22500 кг , в том числе на переднюю ось 4900 кг ; база $1,35 \text{ м}$; высота центра масс $1,4 \text{ м}$; коэффициент сцепления $0,5$; коэффициент сопротивления качению $0,03$; время запаздывания тормозного привода $0,2 \text{ с}$; время нарастания замедления $0,4 \text{ с}$; сопротивление воздуха не учитывать.

7. Кинематика криволинейного движения

7.1. Основные понятия криволинейного движения

Движение автомобиля далеко не всегда происходит по прямолинейным участкам, особенно в городских условиях, часто необходимо изменять направление движения транспортного средства и маневрировать в ограниченных пространствах.

Целый ряд эксплуатационных свойств автомобиля связан с описанием его параметров при криволинейном движении: устойчивость, управляемость, маневренность. Прежде чем рассмотреть данные эксплуатационные свойства, необходимо определить влияние движителя и силовых факторов на кинематику криволинейного движения.

При движении по криволинейной траектории движение автомобиля описывается движением его центра масс, траектории остальных точек, описываются относительно положения центра масс автомобиля.

Кинематика криволинейного движения связана с понятием поворота, при этом траектория считается криволинейной, если радиус кривизны не превышает 500 м. **Поворотом** называют изменение траектории движения автомобиля по желанию водителя или под действием внешних сил.

Движение центра масс автомобиля характеризуется **радиусом кривизны траектории**, который определяется как расстояние от мгновенного центра поворота до центра масс автомобиля. **Радиус поворота** определяют как кратчайшее расстояние от мгновенного центра поворота до продольной оси автомобиля.

Осуществление поворота происходит в три этапа: вход в поворот, движение с постоянным радиусом траектории, выход из поворота. Первый и второй этапы являются переходными, и описание кинематических зависимостей для них будет отличаться от кинематики поворота с установившимся значением радиуса поворота. В данном пособии рассматривается только движение автомобиля с постоянным радиусом поворота, подробное описание параметров автомобиля при переходных этапах приводится в [19].

Конструктивно автотранспортные средства имеют возможность поворачивать несколькими способами:

- поворот управляемой оси;
- поворот управляемых колес;
- изменение положения одной части машины относительно другой (сочлененные машины) в горизонтальной плоскости;
- изменение скоростей вращения движителя левой и правой сторон машины.

Среди колесных транспортных средств наиболее часто применяется поворот путем изменения углов поворота управляемых колес относительно продольной плоскости автомобиля. Далее будет рассмотрена кинематика движения для автомобилей с управляемыми колесами.

7.1.1. Условие осуществления поворота

Как было оговорено в 3-й главе, компоновочная схема автомобиля оказывает влияние на устойчивость и управляемость. Рассмотрим влияние типа привода автомобиля на возможность осуществления им поворота.

Введем ряд допущений для рассматриваемой расчетной схемы: автомобиль движется в повороте с постоянной скоростью, при которой центробежным ускорением можно пренебречь; поворот осуществляется на горизонтальной дороге с твердым покрытием; колеса в боковом направлении не деформируются и не проскальзывают.

На рис. 7.1 показана схема сил, действующих на заднеприводный автомобиль при повороте, с учетом вышепринятых допущений. Поскольку ведущими колесами являются задние, то продольная реакция данных колес направлена в сторону движения автомобиля. Суммарная реакция R_{x2} , действующая на заднюю ось, равна силе тяги автомобиля F_T . Продольные реакции, действующие на передние управляемые колеса, лежат в плоскости их вращения и отклонены от продольной плоскости автомобиля на некоторый угол. Стоит отметить, что для кинематической возможности поворота автомобиля колеса управляемой оси поворачиваются на разный угол.

Суммарная продольная реакция на переднюю ось R_{x1} отклонена на угол поворота данной оси θ — средний между углами поворота наружного и внутреннего колес.

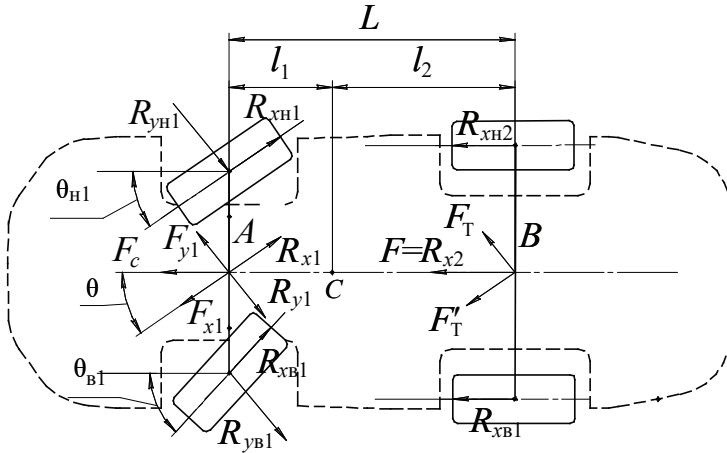


Рис. 7.1. Схема сил, действующих на заднеприводный автомобиль при повороте

Перпендикулярно продольным реакциям управляемых колес действуют боковые реакции, равнодействующая R_{y1} которых приложена в точке A . Перенесем силу тяги по линии ее действия из центра задней оси точки B в точку A и разложим на две составляющие F_x , направленную противоположно R_{x1} , и F_y , направленную противоположно R_{y1} . Аналогично разложим продольную реакцию задней оси R_{x2} на F_T' и F_T'' , сонаправленные соответственно с F_x и F_y . Таким образом, пара сил R_{y1} и F_T'' создают поворачивающий момент M_{π} , а силы R_{x1} и F_T' создают момент сопротивления повороту M_c , которые определяются по формулам

$$M_{\pi} = R_{y1} L \cos \theta, \quad (7.1)$$

$$M_c = R_{x1} L \sin \theta. \quad (7.2)$$

При равномерном движении моменты из формул (7.1) и (7.2) взаимно уравниваются.

Управляемые колеса будут катиться в заданном направлении в том случае, если создается достаточное толкающее усилие $F_{x1} = F_T$ для преодоления сопротивления качению (см. формулу (7.3)), и при условии достаточного сцепления с дорогой (см. формулу (7.4)):

$$F_{x1} > \frac{M_{f1}}{r_{k0}}, \quad (7.3)$$

$$\sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} \leq \varphi R_z. \quad (7.4)$$

В главе 1 отмечалось, что сцепные свойства определяются не только типом дорожной поверхности, но и зависят от свойств шины; как правило, сцепные свойства шины в продольном и поперечном направлении различны. При моделировании криволинейного движения необходимо учитывать коэффициенты сцепления в продольной φ_x и поперечной φ_y плоскостях. В случае, если неравенство (7.4) не выполняется, происходит скольжение колес относительно опорной поверхности.

Примем во внимание зависимости

$$\begin{aligned} F_{T2} = F_{c1} &= \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2}, \\ F_{x1} &= F_{T2} \cos \theta, \\ M_{f1} &= f R_{z1} r_{k0}, \end{aligned} \quad (7.5)$$

тогда условие качения ведомых управляемых колес без скольжения при повороте заднеприводного автомобиля примет вид

$$\theta \leq \arccos \frac{f}{\varphi}.$$

Поскольку момент сопротивления обусловлен действием продольной реакции R_{x1} , то с учетом формулы (7.5) очевидно, что по мере увеличения угла поворота колес возрастает сопротивление повороту.

При повороте переднеприводного автомобиля поворачивающий момент создается силой тяги, действующей на переднюю ось, а не поперечной реакцией на управляемые колеса. Поворачивающий момент переднеприводного автомобиля можно определить по формуле

$$M_{\pi} = F_{T1} L \sin \theta.$$

Таким образом поворачивающий момент для автомобиля переднеприводной компоновки будет создаваться всегда и колеса будут двигаться в направлении векторов продольных реакций.

7.1.2. Кинематика поворота автомобиля без учета увода колес

Принимая допущения о том, что колеса катятся без проскальзывания и являются жесткими в боковом направлении, можно считать, что векторы скоростей v_{ki} каждого колеса лежат в плоскости их вращения.

Для осуществления поворота необходимо, чтобы перпендикуляры к векторам скоростей колес пересекались в одной точке, которую называют **мгновенным центром поворота автомобиля**. На рис. 7.2 представлена схема поворота автомобиля без учета увода колес; определим по ней кинематические зависимости углов поворота колес для выполнения описанного выше условия.

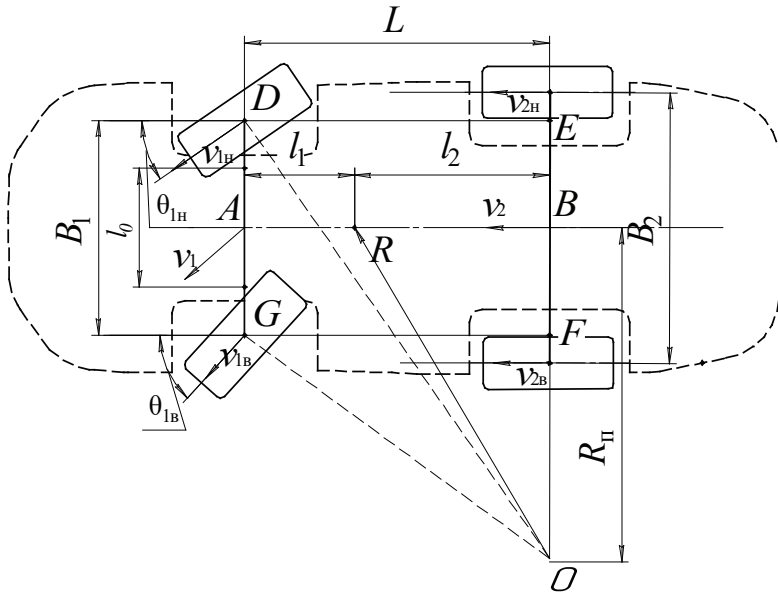


Рис. 7.2. Схема поворота автомобиля без учета увода колес

Расстояние OB , согласно определению, будет являться **радиусом поворота автомобиля** $R_{\text{п}}$ — расстояние от мгновенного центра поворота точки O до продольной оси автомобиля. Обозначим угол поворота наружного колеса $\theta_{\text{н}}$ и угол поворота внутреннего колеса $\theta_{\text{в}}$, расстояние между осями поворота управляемых колес (межшкворневое расстояние) обозначим l_0 . Основные геометрические соотношения между углами поворота колес и параметрами автомобиля можно записать в виде

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{H}} = \frac{OE}{DE},$$

$$\operatorname{ctg} \theta_B = \frac{OF}{GF},$$

$$DE = GF = L,$$

$$OE - OF = l_0.$$

Таким образом, углы поворота внутреннего и наружного колеса, радиус поворота и колесная база автомобиля связаны следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}\operatorname{ctg} \theta_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в}} &= \frac{l_0}{L}, \\ \operatorname{ctg} \theta_{\text{н}} + \operatorname{ctg} \theta_{\text{в}} &= \frac{2R_{\text{п}}}{L}, \\ R_{\text{п}} &= \frac{L}{\operatorname{tg} \theta}.\end{aligned}$$

7.1.3. Кинематика поворота полноуправляемого автомобиля

Лучшие показатели управляемости, устойчивости и маневренности могут быть достигнуты применением полноуправляемой схемы автомобиля, когда поворот осуществляется всеми колесами [20].

Первые разработки таких схем велись в Советском союзе для единичных машин высокой проходимости, разрабатываемых на базе ФГУП НАМИ. Сегодня подобные схемы применяются в том числе и в гражданском автомобилестроении, например на автомобилях компании Honda.

В полноуправляемой схеме имеется возможность поворота задних колес в том же направлении, что и передние (положительная схема), или в противоположном (отрицательная схема), в зависимости от этого радиус поворота будет увеличиваться или уменьшаться. Положительная схема используется на высоких скоростях движения, при малых углах поворота управляемых колес, что позволяет повысить устойчивость транспортного средства. При больших углах поворота колес происходит маневрирование автомобиля, следовательно, используется отрицательная схема.

Ниже приводится описание основных кинематических зависимостей для положительной и отрицательной схемы поворота полноуправляемого автомобиля.

Для определения радиуса поворота и углов поворота управляемых колес необходимо рассмотреть схему поворота автомобиля с 4 управляемыми колесами (рис. 7.3). Для положительной схемы поворота ха-

рактенно одинаковое направление поворота колес передней и задней оси. Проведя перпендикуляры к векторам скоростей каждого колеса, найдем центр поворота т. O , из этой точки опустим перпендикуляр на продольную плоскость автомобиля, определив радиус поворота автомобиля R_{Π} , затем спроецируем точки центра пятна контакта каждого колеса на опущенный из точки O перпендикуляр, получим точки G, E, F, H .

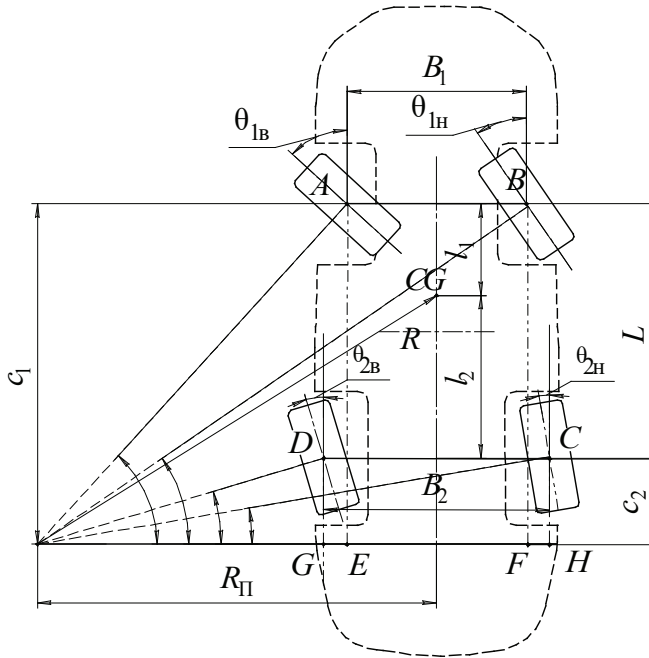


Рис. 7.3. Положительная схема поворота полноуправляемого автомобиля:

L — колесная база; B_1 — колея передних колес; B_2 — колея задних колес; CG — центр масс; l_1 — расстояние от передней оси до центра масс; l_2 — расстояние от задней оси до центра масс; O — центр поворота; c_1 — расстояние от передней оси до центра поворота; c_2 — расстояние от задней оси до центра поворота; θ_{1B} — угол поворота переднего внутреннего колеса; θ_{1H} — угол поворота переднего внешнего колеса; θ_{2B} — угол поворота заднего внутреннего колеса; θ_{2H} — угол поворота заднего наружного колеса; R_{Π} — радиус поворота; R — кривизна траектории

В результате построения треугольников OEA , OFB , OGD и OHC (рис. 7.3) получим, что углы поворота колес, колея и колесная база связаны следующим соотношением:

$$\frac{B_1}{\operatorname{ctg} \theta_{H1} - \operatorname{ctg} \theta_{B1}} - \frac{B_2}{\operatorname{ctg} \theta_{H2} - \operatorname{ctg} \theta_{B2}} = L,$$

тогда условие осуществления поворота для автомобиля с четырьмя управляемыми колесами может быть записано как

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{н1}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в1}} = \frac{B_1}{L} - \frac{B_2}{L} \frac{\operatorname{ctg} \theta_{\text{н1}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в1}}}{\operatorname{ctg} \theta_{\text{н2}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в2}}}.$$

Углы поворота передних и задних колес связаны через передаточное число механизма задней оси u_{12} ; как правило, задние колеса поворачиваются на меньший угол, чем передние. Обзор существующих конструкций полноуправляемых автомобилей [21] — [24] показал, что передаточное отношение между передней и задней осяю находится в пределах 2,25—4,00. Угол поворота задней оси θ_2 зависит от угла поворота передней оси θ_1 :

$$\theta_2 = \frac{\theta_1}{u_{12}}. \quad (7.6)$$

Угол поворота передней и задней оси находится как среднеарифметическое между углами поворота колес соответствующей оси и определяется для точки пересечения с продольной осью автомобиля, тогда можно записать следующее соотношение:

$$\operatorname{ctg} \theta_1 = \frac{R_{\text{п}}}{L + c_2}, \quad (7.7)$$

$$\operatorname{ctg} \theta_2 = \frac{R_{\text{п}}}{c_2}. \quad (7.8)$$

Из формул (7.7) и (7.8) найдем зависимость положения центра поворота от углов поворота осей, используя следующие формулы:

$$c_2 = \frac{L \operatorname{ctg} \theta_1}{\operatorname{ctg} \theta_2 - \operatorname{ctg} \theta_1},$$

$$R_{\text{п}} = c_2 \operatorname{ctg} \theta_2,$$

$$c_1 = L + c_2.$$

Углы поворота внутренних и внешних колес передней и задней оси автомобиля могут быть найдены из выражений

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{в1}} = \frac{c_1}{R_{\text{п}} - \frac{B_1}{2}}; \quad (7.9)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{н1}} = \frac{c_1}{R_{\text{п}} + \frac{B_1}{2}}; \quad (7.10)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{в2}} = \frac{c_2}{R_{\text{п}} - \frac{B_2}{2}}; \quad (7.11)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{\text{н2}} = \frac{c_2}{R_{\text{п}} + \frac{B_2}{2}}. \quad (7.12)$$

Используя полученные значения формул (7.9)–(7.12), определим показатели кинематики поворота и маневренности: радиус кривизны — R , габаритную полосу поворота — ΔR , максимальный и минимальный радиусы поворота — R_{max} и R_{min} :

$$R = \sqrt{(l_2 + c_2)^2 + c_1^2 \operatorname{ctg}^2(\theta_1)}, \quad (7.13)$$

$$\Delta R = R_{\text{max}} - R_{\text{min}}, \quad (7.14)$$

$$R_{\text{max}} = \sqrt{(R_{\text{min}} + B_2)^2 + (c_1 + g)^2}, \quad (7.15)$$

$$R_{\text{min}} = R_{\text{п}} - \frac{B_2}{2} - r_c \sin \theta_{\text{в2}}, \quad (7.16)$$

где g — расстояние от передней оси до наиболее удаленной точки кузова автомобиля при повороте; r_c — свободный радиус колеса.

Из полученных соотношений (7.13)–(7.16) видно, что при однопослеленном повороте передних и задних колес происходит увеличение радиуса поворота и габаритных показателей маневренности, что актуально при высоких скоростях движения и позволяет избежать потери курсовой устойчивости.

Для отрицательной схемы поворота четырехколесного рулевого управления основные зависимости также могут быть получены из анализа геометрии кинематики поворота (рис. 7.4).

Для данной схемы поворота характерно противоположное направление поворота колес передней и задней оси. Проведя аналогичные построения, что и для положительной схемы, получим углы поворота колес, колею и колесную базу, связанные следующим соотношением:

$$\frac{B_1}{\operatorname{ctg} \theta_{\text{н1}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в1}}} + \frac{B_2}{\operatorname{ctg} \theta_{\text{н2}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в2}}} = L.$$

Углы поворота передней и задней оси определяются из соотношений

$$\operatorname{ctg} \theta_1 = \frac{R_{\Pi}}{L - c_2}, \quad (7.17)$$

$$\operatorname{ctg} \theta_2 = \frac{R_{\Pi}}{c_2}. \quad (7.18)$$

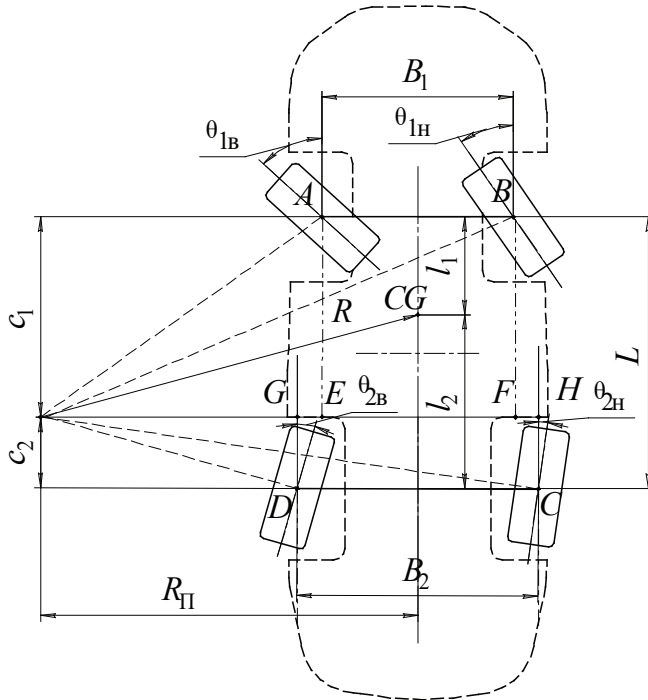


Рис. 7.4. Отрицательная схема поворота полноуправляемого автомобиля

Зависимость положения центра поворота от углов поворота осей можно определить, используя следующие формулы:

$$c_2 = \frac{L \operatorname{ctg} \theta_1}{\operatorname{ctg} \theta_2 + \operatorname{ctg} \theta_1}, \quad (7.19)$$

$$R_{\Pi} = c_2 \operatorname{ctg} \theta_1, \quad (7.20)$$

$$c_1 = L - c_2. \quad (7.21)$$

Определим значения углов поворота каждого колеса из выражений (7.17)–(7.21). Затем определим показатели маневренности для отри-

цательной схемы поворота полноуправляемого автомобиля, используя следующие зависимости:

$$R = \sqrt{(l_2 - c_2)^2 + c_1^2 \operatorname{ctg}^2(\theta_1)}, \quad (7.22)$$

$$\Delta R = R_{\max} - R_{\min}; \quad (7.23)$$

$$R_{\max} = \sqrt{(R_{\min} + B_2)^2 + (c_1 + g)^2}, \quad (7.24)$$

$$R_{\min} = R_1 - \frac{B_2}{2} - r_w \sin \theta_{в2}. \quad (7.25)$$

Из полученных соотношений (7.22)–(7.25) видно, что при отрицательной схеме поворота полноуправляемого автомобиля геометрические показатели маневренности уменьшаются, следовательно, увеличивается его способность двигаться в ограниченном пространстве. В современных конструкциях, о которых говорилось ранее, направление доворота задних колес изменяется в зависимости от скорости движения и угла поворота рулевого колеса, при этом используются преимущества обеих схем для конкретных условий движения.

7.2. Боковой увод колес

Как отмечалось в главе 1, пневматическая шина вносит существенные изменения в поведение автомобиля в сравнении с движением транспортного средства на жестких колесах. Помимо радиальной и окружной деформации, автомобильное колесо обладает упругими свойствами в поперечном направлении, следовательно, при действии на колесо силы в поперечной плоскости происходит деформация шины.

При криволинейном движении действие боковой силы обусловлено центробежной инерцией, однако боковая сила может возникать и при прямолинейном движении под воздействием сильного ветра, при поперечном уклоне дороги или неровностях, из-за различных продольных реакций.

При воздействии на колесо боковой силы F_y (рис. 7.5) происходит поперечная деформация шины вблизи контакта колеса с дорогой и возникает боковая реакция R_y , направленная противоположно

приложенной боковой силе. По причине боковой деформации шины центр пятна контакта смещается относительно продольной плоскости колеса на величину Δ . Действие распределенной боковой нагрузки неравномерное и постепенно увеличивается к сбегаящим площадкам шины, вследствие чего происходит смещение центра давления в плоскости пятна контакта на величину e в продольном направлении. Набегающие площадки шины практически не подвержены боковой деформации.

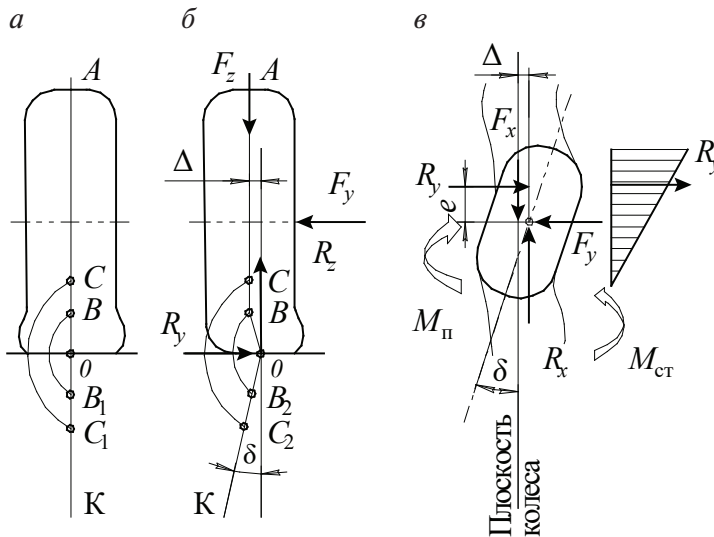


Рис. 7.5. Явление бокового увода колеса:

a — шина нагруженная нормальной силой; *б* — шина нагруженная боковой и нормальной силой; *в* — деформация пятна контакта при нагружении шины боковой силой

Отметим на поверхности ненагруженной шины точки O , B и C по линии продольной плоскости колеса. При нагружении шины боковой силой, из-за боковой деформации, точки будут расположены не на одной прямой, а по дуге (рис. 7.5, б), тогда при качении колеса точка O расположена в контакте колеса с дорогой и смещена относительно продольной плоскости на величину деформации Δ , точка B при перекачивании колеса перейдет в точку B_1 , а точка C — в точку C_1 . Из рисунка видно, что линия контакта точек колеса с дорогой отклоняется от продольной плоскости колеса на некоторый угол δ . Угол $\delta_{ув}$ отклонения траектории движения колеса от плоскости вращения называют **углом увода колеса**. Данный угол может достигать $7-8^\circ$ (иногда $10-12^\circ$). Отклонение вектора скорости эластичного колеса от плоско-

сти его вращения под действием поперечной силы называется явлением **бокового увода**.

Угол увода зависит от многих факторов, которые будут рассмотрены далее, может достигать значения, соизмеримого с углом поворота управляемых колес θ , и значительно влиять на изменение траектории движения.

Изменение положения центра давления колеса приводит к возникновению в плоскости пятна контакта и поперечной плоскости колеса моментов: поворачивающего $M_{\text{п}}$ — пара сил R_y и F_y с плечом e ; стабилизирующего $M_{\text{стб}}$ — складывается из момента сил упругости шины M_x и пары сил R_x и F_x ; опрокидывающего $M_{\text{оп}}$ — возникает под действием пары сил R_z и F_z с плечом Δ .

По мере увеличения боковой силы характер зависимости угла увода от ее значения изменяется так, как показано на рис. 7.6.

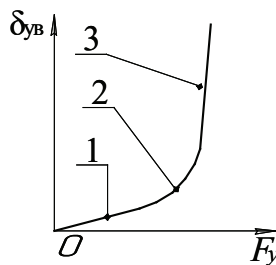


Рис. 7.6. Характер зависимости угла увода колеса от боковой силы

При небольших значениях боковой силы угол увода колеса пропорционален ее значению и изменяется по линейной зависимости, то есть деформация шины пропорциональна значению боковой силы. При достижении углом увода значения в $2\text{--}4^\circ$ начинается боковое проскальзывание шины на сбегающих площадках, вследствие чего угол увода получает дополнительный прирост, что соответствует участку 2. Значительное проскальзывание шины начинает проявляться при условии

$$\sqrt{R_x^2 + R_y^2} > 0,5\varphi R_z.$$

При достижении боковой силой предельного значения по условию сцепления $F_y = \varphi R_z$ наступает боковое скольжение колес (участок 3, рис. 7.6). В этом случае управление автомобилем становится невозможным.

При проектировании автомобиля необходимо с учетом эксплуатационных условий обеспечить рабочие режимы качения колеса в пределах 1-го и 2-го участка в целях повышения безопасности движения транспортного средства.

Коэффициент пропорциональности между значением боковой силы (боковой реакции) и углом увода колеса называют **коэффициентом сопротивления уводу колеса**:

$$k_{\text{ув}} = \frac{F_y}{\delta_{\text{ув}}} = \frac{R_y}{\delta_{\text{ув}}}.$$

На величину коэффициента сопротивления уводу влияет:

- высота и ширина профиля шины: с одной стороны, при меньших значениях профиля боковая жесткость шины выше, с другой стороны, чем шире профиль шины, тем больше пятно контакта, тем сложнее повернуть колесо, а значит, сопротивление уводу увеличивается;
- угол наклона нитей, число слоев и материал корда: боковая жесткость радиальных шин меньше, чем диагональных, снижение боковой жесткости шины приводит к уменьшению сопротивления уводу;
- давление воздуха в шине: с одной стороны, при высоких значениях давления воздуха в шине уменьшается пятно контакта, с другой стороны, при низких значениях радиальная деформация увеличивается вплоть до деформации боковин шины, которые обладают низкой жесткостью, поэтому значение давления в шинах должно соответствовать рекомендациям производителя;
- нормальная нагрузка и продольная и поперечная реакции: влияние нормальной нагрузки аналогично давлению в шине;
- тип и состояние дорожного покрытия.

Наименьшими значениями коэффициента сопротивления уводу колеса обладают шины малолитражных легковых автомобилей, наибольшим значением — большегрузные и специализированные транспортные средства. Так например, коэффициент сопротивления уводу $k_{\text{ув}}$ у шин легковых автомобилей лежит в диапазоне 16–40 кН/рад, грузовых автомобилей и автобусов 60–120 кН/рад, карьерных самосвалов 250–340 кН/рад.

Кинематика поворота с учетом увода колес

Боковой увод колес происходит под действием боковой силы для всех колес автомобиля не только при криволинейном движении.

Рассмотрим изменение кинематики поворота автомобиля под действием центробежной силы с учетом бокового увода колес (рис. 7.7). Автомобиль движется по криволинейной траектории с некоторой скоростью v_a , вследствие чего возникает центробежная сила инерции, направленная от центра поворота автомобиля и приложенная в точке C (центр масс автомобиля). Под действием боковой силы векторы скорости каждого колеса отклоняются от плоскости вращения колеса на угол δ_{yb} . В общем случае углы увода каждого колеса могут отличаться, так как могут отличаться боковые силы и значения коэффициентов сопротивления уводу. Примем допущение, что углы увода колес одной оси одинаковы.

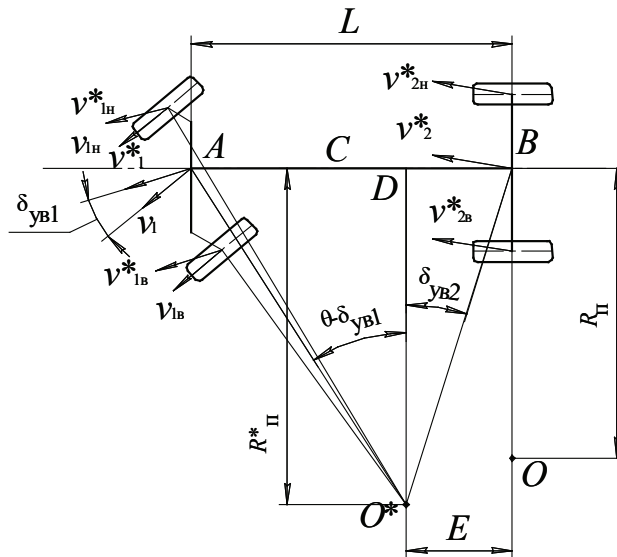


Рис. 7.7. Кинематика поворота автомобиля с учетом увода колес

В таком случае вектор скорости колес передней оси, приложенный в точке A , отклонится на величину δ_{yb1} , а вектор скорости колес задней оси, приложенный в точке B , отклонится на величину δ_{yb2} .

Центр поворота автомобиля определим, опустив перпендикуляры к векторам скорости каждого колеса, и обозначим точкой O^* . Ра-

диус поворота автомобиля в данном случае будет равен расстоянию O^*D , где O^*D — перпендикуляр, опущенный из точки O^* на продольную ось автомобиля.

Основные геометрические соотношения между углами поворота колес и параметрами автомобиля можно записать в виде

$$\begin{aligned} AD &= R_{\pi}^* \operatorname{tg}(\theta - \delta_{\text{yb1}}), \\ BD &= R_{\pi}^* \operatorname{tg}(\delta_{\text{yb2}}). \end{aligned}$$

В этом случае радиус поворота автомобиля с учетом увода колес будет определяться по формуле

$$R_{\pi}^* = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_{\text{yb1}}) + \operatorname{tg}(\delta_{\text{yb2}})}. \quad (7.22)$$

Если принять во внимание, что при малых углах поворота тангенс угла равен самому углу, выраженному в радианах, то для углов увода до 7° справедливо выражение

$$R_{\pi}^* = \frac{L}{\theta + (\delta_{\text{yb2}} - \delta_{\text{yb1}})}.$$

В зависимости от соотношения углов увода колес переднего и заднего мостов радиус поворота может быть равным радиусу поворота R_{π} без увода, меньше или больше него.

7.3. Влияние кинематики подвески на параметры криволинейного движения

При движении по криволинейной траектории происходит наклон поддрессоренной массы относительно неподдрессоренной. Данное явление называется креном автомобиля. Крен может происходить в продольной плоскости при разгоне и торможении, а также в поперечной плоскости под действием боковой силы на поддрессоренные массы.

Угол наклона поддрессоренной массы относительно неподдрессоренной в поперечной плоскости называют **углом крена** $\lambda_{\text{кр}}$.

Поперечный крен автомобиля происходит относительно **оси крена** N_1N_2 (рис. 7.8) — прямой, проходящей через центры крена перед-

ней и задней подвесок, точки N_1 и N_2 . Положение центра крена подвески зависит от конструкции подвески и кинематики ее направляющих устройств, определение центра крена подвески рассмотрено далее для наиболее распространенных подвесок. Перпендикуляр, опущенный из центра масс автомобиля на ось крена, называют **плечом крена автомобиля** h_λ .

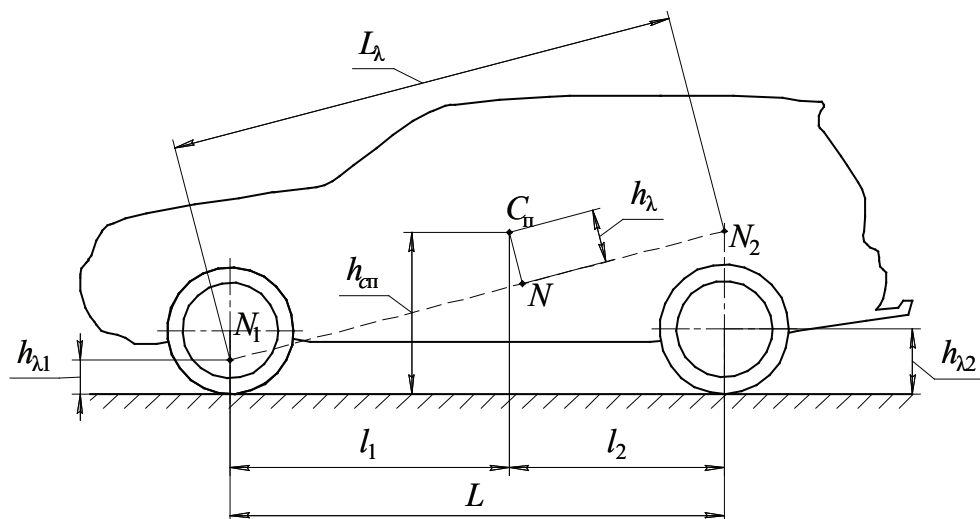


Рис. 7.8. Схема определения параметров крена автомобиля

Центр крена подвески находится на пересечении прямых, проведенных через центр поворота и центр пятна контакта соответствующих колес, а также продольной плоскости автомобиля. Рассмотрим методы определения центров крена подвесок различной конструкции.

В *зависимой рессорной подвеске* (рис. 7.9) центр крена лежит на линии пересечения продольной плоскости автомобиля и горизонтальной плоскости, проходящей через точки крепления коренных листов рессор.

При наличии в конструкции подвески поперечной тяги центр крена определяется как точка пересечения линии, соединяющей шарниры тяги с вертикальной продольной плоскостью симметрии автомобиля.

Для *подвески со связанными рычагами* (полузависимая, полунезависимая, упругая балка) более подробно рассмотрим кинематические связи в подвеске. На рис. 7.10, а показаны параметры подвески со связанными рычагами. Если параметр $b = 0$, то получаем зависимую подвеску; если $b = a$, то получим подвеску на продольных рычагах.



Рис. 7.9. Положение центра поперечного крена зависимой рессорной подвески

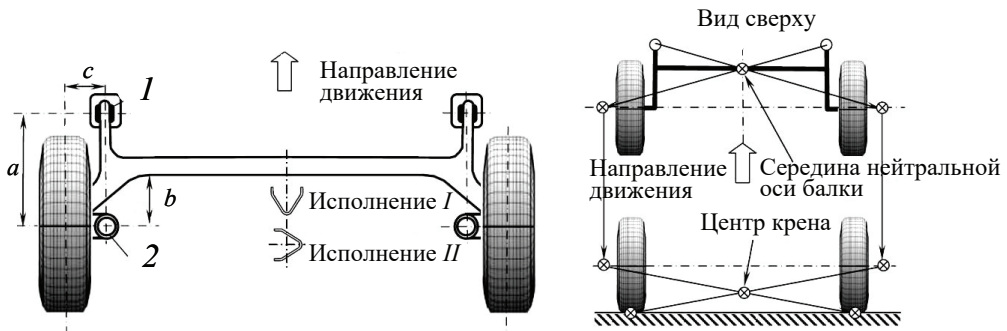


Рис. 7.10. Схема задней подвески со связанными рычагами:

a — геометрические параметры подвески; b — определение центра крена подвески

Преимуществом такой подвески является возможность разгрузки шарниров 1, поскольку при совпадении оси упругих элементов 2 с осью колеса вертикальные нагрузки на шарниры 1 не передаются. При этом вертикальная нагрузка на колеса приводит к появлению изгибающего момента с плечом c , который является причиной отрицательного развала колес. Тогда при движении в повороте наружное нагруженное колесо будет изменять свой развал в положительную сторону из-за деформации балки (исполнение I).

На рис. 7.10, б показан процесс нахождения центра крена подвески со связанными рычагами. Первоначально определяют положение центра вращения колеса при прокачивании подвески (точки $O_{\text{л}}$ и $O_{\text{п}}$), затем соединяют данные точки с центром пятна контакта соответствующего колеса и определяют положение центра крена, расположенного в точке пересечения данных прямых.

Подвеска на двойных поперечных рычагах позволяет за счет изменения положения и настройки направляющих устройств получить различные выходные характеристики с точки зрения кинематики и параметров крена автомобиля. Подвеска на двойных поперечных рычагах используется в основном в качестве передней подвески, однако в силу сложности ее компоновки в подкапотном пространстве и стоимости производства данная подвеска применяется на автомобилях повышенного ценового сегмента и спортивных автомобилях.

С помощью определенного расположения и наклона поперечных рычагов можно добиться минимального значения крена автомобиля, вплоть до отказа от стабилизатора поперечной устойчивости, что в свою очередь играет значительную роль для автомобилей формульного класса, поэтому на болидах используют данный тип подвески в качестве передней и задней.

Кроме того, за счет подбора параметров направляющих устройств подвески возможно обеспечить постоянство колеи подвески при любых ее ходах, что необходимо, чтобы автомобиль не «переставляло» в сторону при прогибе подвески (рис. 7.11, б). «Перестановка» автомобиля при изменении колеи может привести к потере устойчивости на дорогах с низким коэффициентом сцепления либо при достижении критических скоростей движения.

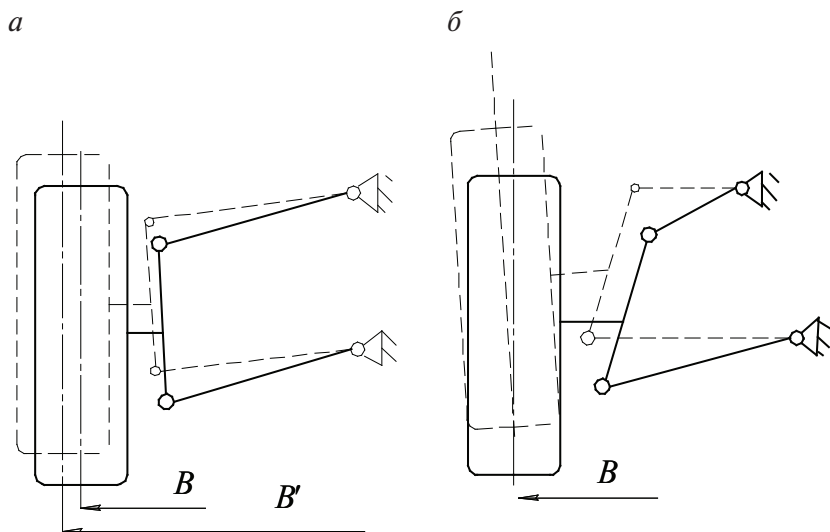


Рис. 7.11. Изменение колеи на ходе сжатия подвески на двойных поперечных рычагах [3]: а — рычаги одинаковой длины; б — при соотношении длин рычагов 1:1,5...1,8

Для того чтобы избежать изменения колеи в процессе работы подвески, верхний рычаг выполняют короче нижнего в 1,5–1,8 раза, что позволяет значительно уменьшить величину изменения колеи. Кроме того, при такой конструкции рычагов можно добиться изменения угла развала в отрицательную сторону.

Отрицательный развал способствует улучшению управляемости и устойчивости автомобиля, так как внешнее колесо, оставаясь даже при крене перпендикулярным к дороге, имеет большее пятно контакта, то есть лучшее сцепление с дорогой, следовательно, способно воспринимать большие усилия до наступления бокового скольжения. Для обеспечения отрицательного развала, необходимо расположить рычаги таким образом, чтобы центр вращения колеса при работе подвески был между колес. Если разность между углами наклона рычагов к горизонту положительна (рис. 7.12, *а*), то при ходе сжатия подвески развал колес растет. Если разность отрицательна (рис. 7.12, *б*), то развал уменьшается и принимает отрицательные значения.

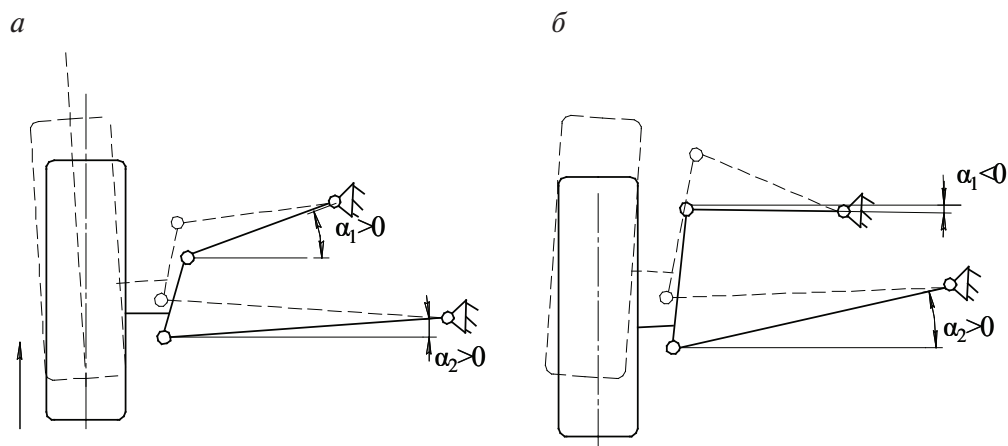


Рис. 7.12. Изменение развала колеса на ходе сжатия подвески на двойных поперечных рычагах [3]:

а — при $(\alpha_1 - \alpha_2) > 0$; *б* — при $(\alpha_1 - \alpha_2) < 0$

Центр вращения колеса при прокачивании подвески находится на пересечении продолжений рычагов (рис. 7.13). Проведя линии, соединяющие центры вращения и центры пятен контакта соответствующих колес, в точке их пересечения будет расположен центр крена подвески на двойных поперечных рычагах.

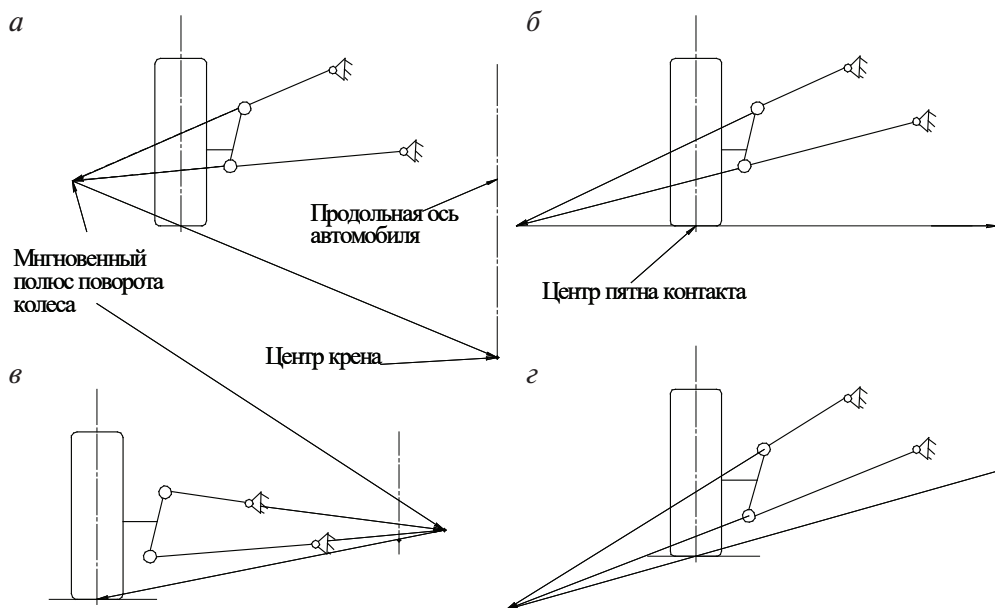


Рис. 7.13. Схема определения центра крена подвески на двойных поперечных рычагах:

а, б, г — с положительной разницей углов наклона рычагов к горизонту и с центром крена, расположенным под дорогой, на ее уровне и над ней соответственно; *в* — с отрицательной разницей углов наклона рычагов к горизонту и с центром крена, расположенным над дорогой

Для автомобилей, предназначенных для городских условий, центр крена стараются обеспечить таким образом, чтобы плечо крена было минимальным, то есть приблизить к значению высоты центра масс. Однако в таком случае уменьшается значение боковой реакции, которая противодействует боковому скольжению колес. Реакция в пятне контакта, направленная к центру крена (рис. 7.14), раскладывается в поперечной плоскости на составляющие: ΔR_z будет затрачена на подъем автомобиля, R_y будет удерживать автомобиль от бокового скольжения.

Наклон рычагов в продольной плоскости (рис. 7.15) позволяет минимизировать продольный крен автомобиля при разгоне и торможении, для этого уменьшают плечо *b* и увеличивают плечо *a*.

Центр крена подвески Макферсона находится аналогично подвеске на поперечных рычагах, однако центр вращения колеса при прокачивании подвески расположен на пересечении нижнего рычага и перпендикуляра к стойке, проведенного через верхнюю ее опору (рис. 7.16).

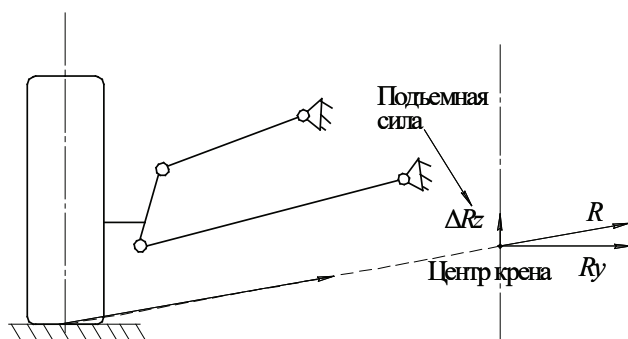


Рис. 7.14. Схема формирования подъемной силы в повороте при высоком расположении центра крена

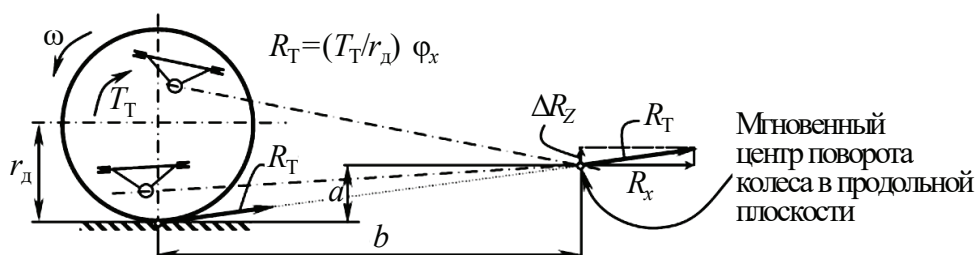


Рис. 7.15. Схема формирования подъемной силы на передней оси при торможении

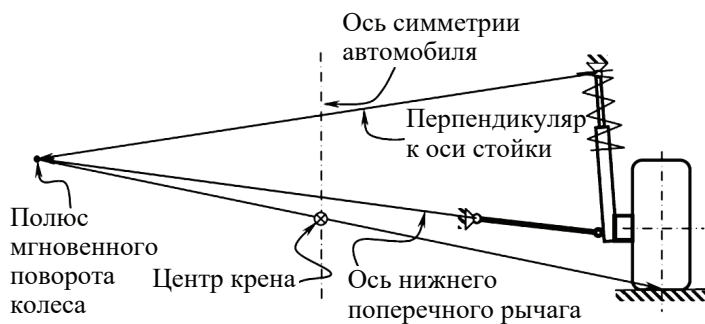


Рис. 7.16. Схема определения центра крена подвески Макферсона

В сравнении с подвеской на двойных поперечных рычагах подвеска Макферсона не позволяет добиться значительного противодействия продольному крену. Возможности повлиять на изменение колеи в данной подвеске также меньше, чем для подвески на двойных рычагах. Достижение высокого центра крена возможно при вертикальной

установке амортизаторной стойки или при значительном угле наклона нижнего рычага, что не всегда достижимо из условий компоновки.

Многорычажная подвеска может быть спроектирована на основе подвески на двойных поперечных рычагах (рис. 7.17) или подвески Макферсона (рис. 7.18).

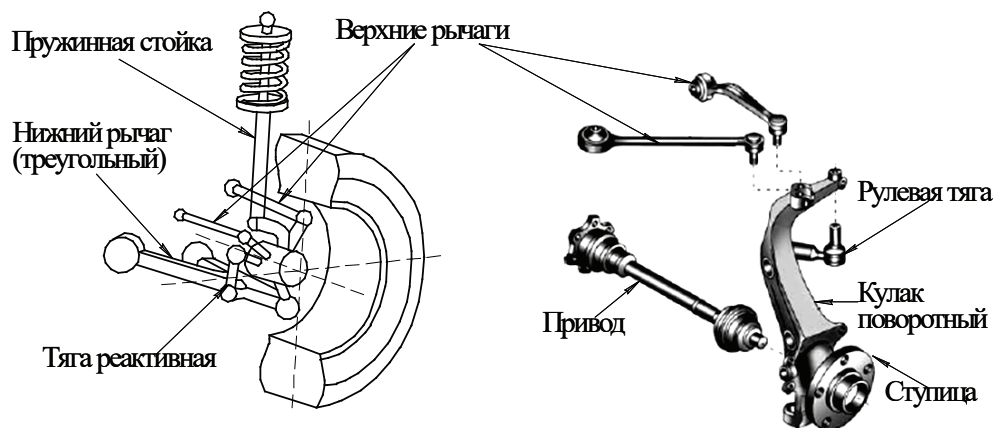


Рис. 7.17. Многорычажная задняя подвеска BMW 5 серии 1996 модельного года (а) и передняя Audi A6 2007 модельного года (б)

Центр крена в таком случае определяется по аналогии с подвеской, на базе которой спроектирована данная многорычажная подвеска.

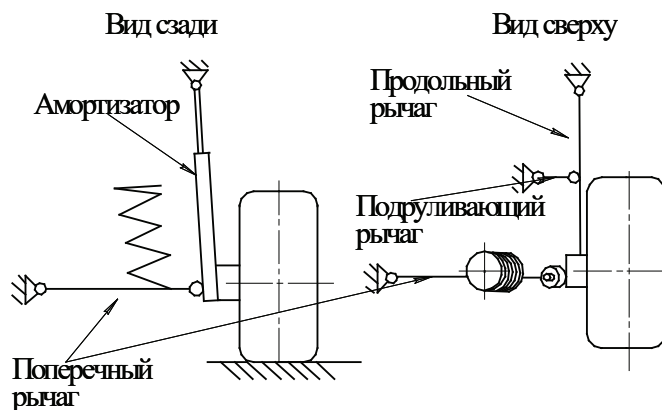


Рис. 7.18. Многорычажная задняя подвеска

7.4. Определение боковых и нормальных реакций при криволинейном движении

7.4.1. Определение боковых реакций

Определение боковых реакций зависит от действия внешних силовых факторов на автомобиль при его движении в повороте. Управляющие воздействия на автомобиль разделяют на внешние со стороны дороги и окружающей среды и внутренние управляющие воздействия со стороны водителя.

К внешним силовым факторам (рис. 7.19) относят реакции, действующие со стороны дороги на колеса R_{xi} и R_{yi} , сопротивление качению F_f , сопротивление подъему F_h , аэродинамическое сопротивление F_w , силы инерции F_j и инерционный момент M_{jz} относительно вертикальной оси, момент сопротивления повороту $M_{сп}$. Автомобиль рассматривается как твердое тело, движущееся в опорной плоскости дороги под воздействием системы внешних сил и моментов.

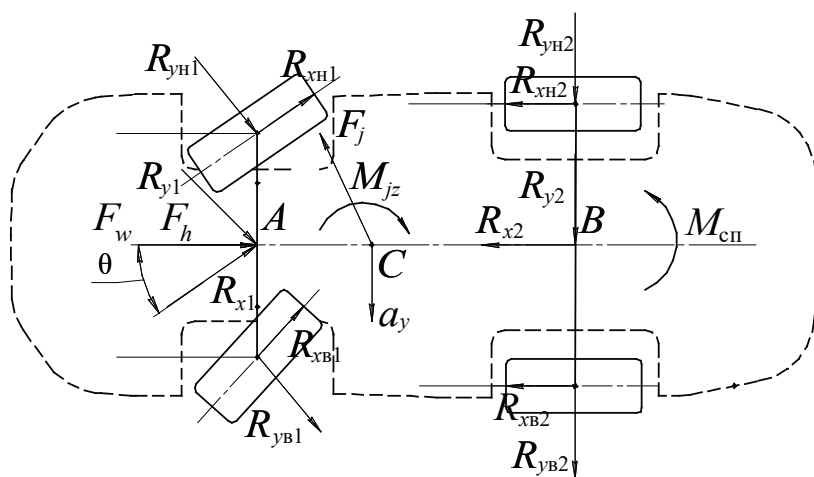


Рис. 7.19. Схема определения боковых реакций

При определении боковых реакций будем считать, что разница между углами поворота наружного и внутреннего колеса не велика, поскольку движение происходит с малыми углами поворота. Тогда суммарная продольная R_{x1} и поперечная реакции R_{y1} приложены в точ-

ке A , угол поворота передней оси определяется как средний угол между углами поворота управляемых колес:

$$\theta = 0,5(\theta_{\text{в}} + \theta_{\text{н}}).$$

Межколесный дифференциал обеспечивает возможность подведения разного крутящего момента на забегающее $M_{\text{кн}}$ и отстающее $M_{\text{кв}}$ колеса, значение коэффициента блокировки определяется разностью этих моментов

$$k_{\text{б}} = \frac{M_{\text{кв}} - M_{\text{кн}}}{M_{\text{к}}}. \quad (7.23)$$

Из выражения (7.23) можно определить значение моментов на ведущих колесах с учетом влияния межколесного дифференциала

$$M_{\text{кв}} = 0,5M_{\text{к}}(1 + k_{\text{б}}),$$

$$M_{\text{кн}} = 0,5M_{\text{к}}(1 - k_{\text{б}}).$$

В результате может возникать момент сопротивления повороту

$$M_{\text{сп}} = \frac{B(M_{\text{кв}} - M_{\text{кн}})}{r_{\text{к}}} = \frac{BM_{\text{к}}k_{\text{б}}}{r_{\text{к}}}.$$

Значение коэффициента блокировки для симметричного конического дифференциала не превышает 0,05, а значит, различие между моментами на наружном и внутреннем колесе не оказывает существенного влияния на поворот автомобиля. Для самоблокирующихся дифференциалов повышенного трения, которые применяются в спортивных автомобилях для повышения устойчивости и на автомобилях повышенной проходимости, коэффициент блокировки может варьироваться в пределах 0,3–1,0 в зависимости от применяемой конструкции.

Угловое ускорение ξ при вхождении автомобиля в поворот увеличивается, его направление противоположно направлению инерционного момента M_{jz} , составляющие силы инерции F_{jx} и F_{jy} противоположны соответствующим проекциям a_x и a_y вектора ускорения центра масс. Решив уравнение динамического равновесия всех сил и моментов, действующих на автомобиль при криволинейном движении, получим выражения для определения поперечных реакций

$$R_{y1} = \frac{F_{jy}l_2 + M_{jz} + M_{\text{сп}}}{L \cos \theta} + R_{x1} \operatorname{tg} \theta, \quad (7.24)$$

$$R_{y2} = \frac{F_{jy} l_1 - M_{jz} - M_{\text{сп}}}{L}. \quad (7.25)$$

При небольшом значении коэффициента блокировки межколесного дифференциала и малых углах поворота управляемых колес ($\cos \theta = 1$) выражения (7.24) и (7.25) принимают вид

$$R_{y1} = \frac{F_{jy} l_2 + M_{jz}}{L}, \quad (7.26)$$

$$R_{y2} = \frac{F_{jy} l_1 - M_{jz}}{L}. \quad (7.27)$$

Подставив в формулы (7.26)–(7.27) значения инерционных составляющих (силы инерции и инерционного момента), после ряда преобразований получим

$$R_{y1} = m_{a1} \left[\frac{v_x^2}{R_{\Pi}^*} + v_x (\dot{\theta} - \dot{\delta}_{yB1}) \right],$$

$$R_{y2} = m_{a2} \left[\frac{v_x^2}{R_{\Pi}^*} - v_x (\dot{\delta}_{yB2}) \right].$$

При установившемся круговом движении с постоянной скоростью $v_x = \text{const}$ параметры θ , δ_{yB1} , δ_{yB2} остаются постоянными, поэтому

$$R_{y1} = m_{a1} \frac{v_x^2}{R_{\Pi}^*},$$

$$R_{y2} = m_{a2} \frac{v_x^2}{R_{\Pi}^*}.$$

Следовательно, распределение силы инерции между мостами автомобиля пропорционально распределению его масс.

Помимо центробежной силы, которая оказывает значительное влияние на боковые реакции автомобиля, резкое увеличение боковых реакций может быть вызвано стремительным поворотом управляемых колес, поэтому при оценке устойчивости автомобиля широко используется круговое движение с установившейся скоростью, а также маневры «переставка» с резким поворотом рулевого колеса.

7.4.2. Определение нормальных реакций

Как в случае с разгоном и торможением, при криволинейном движении автомобиля происходит перераспределение нормальных реакций между внутренним и наружным колесом.

Наружное колесо при повороте догружается, внутреннее колесо — разгружается. Для определения величины изменения нормальных реакций составим расчетную схему (рис. 7.20), для которой введем следующие допущения:

- центр неподрессоренной массы каждой подвески расположен на оси вращения колеса (на расстоянии r_k от опорной поверхности) посередине колеи автомобиля;
- центр поддрессоренной массы лежит на вертикальной оси в продольной плоскости автомобиля при условии отсутствия крена;
- поперечные ускорения центров поддрессоренной и неподрессоренных масс равны поперечной составляющей ускорения центра масс автомобиля a_y .

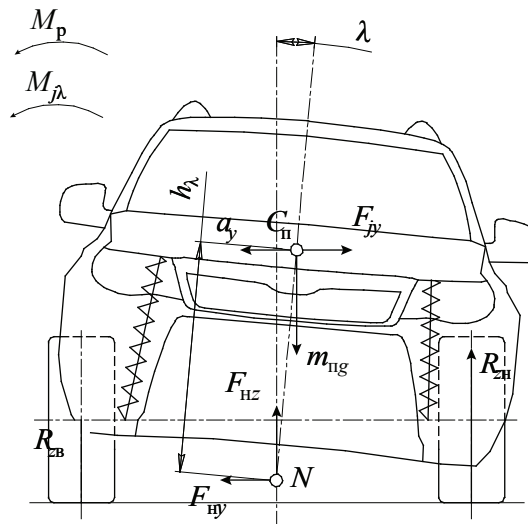


Рис. 7.20. Схема действия сил на поддрессоренные массы при повороте автомобиля

При криволинейном движении автомобиля происходит поперечный крен кузова, угол которого зависит от конструкции и жесткости подвески, как это подробно было рассмотрено в подглаве 7.3. Подве-

ска автомобиля создает реактивный момент M_p , который обусловлен деформацией упругих элементов. Так, на упругий элемент наружного колеса действует сила, стремящаяся противодействовать его сжатию, для элемента внутреннего колеса — растяжению.

Величина реактивного момента подвески зависит от угловой жесткости подвески C_λ :

$$M_p = C_\lambda \lambda_{кр}.$$

Угловая жесткость подвески зависит от жесткости упругих элементов, от конструкции направляющих устройств подвески и наличия стабилизатора поперечной устойчивости. В [25, табл. 2.7] приведены значения приведенной вертикальной жесткости упругих элементов и угловой жесткости для некоторых марок автомобилей.

Кроме того, значение угловой жесткости подвески может быть найдено по приближенным формулам:

- для независимых подвесок

$$C_\lambda = 0,5 C_{пр} B^2,$$

где $C_{пр}$ — коэффициент жесткости упругого элемента, приведенный к плоскости вращения колеса; B — колея моста;

- для зависимых подвесок

$$C_\lambda = 0,5 \eta_p C_{пр} B_p^2,$$

где η_p — коэффициент, учитывающий увеличение жесткости упругого элемента при скручивании подвески (1,05...1,15); B_p — расстояние между точками опоры упругих элементов;

При установившемся круговом движении угол крена может быть найден по формуле

$$\lambda_{кр} = \frac{h_\lambda m_\Pi a_y}{C_\lambda - h_\lambda m_\Pi g}.$$

Суммарный реактивный момент M_p распределяется между передней и задней подвесками пропорционально коэффициентам их угловых жесткостей:

$$M_{p1} = \frac{M_p C_{\lambda 1}}{C_{\lambda 1} + C_{\lambda 2}},$$

$$M_{p2} = \frac{M_p C_{\lambda 2}}{C_{\lambda 1} + C_{\lambda 2}}.$$

При повороте автомобиля на поддрессоренные массы действует сила инерции F_j и инерционный момент $M_{j\lambda}$, направленные от центра поворота (рис. 7.21), действие неподдрессоренных масс заменим равными вертикальной F_{nz} и поперечной F_{ny} силами, приложенными в центре крена — точке N.

На рис. 7.21 показаны силы и моменты, действующие на переднюю и заднюю подвеску, при криволинейном движении. Определив влияние поддрессоренной массы и действие со стороны подвески, можно вычислить значение нормальных реакций, действующих на наружное и внутреннее колеса передней и задней подвески.

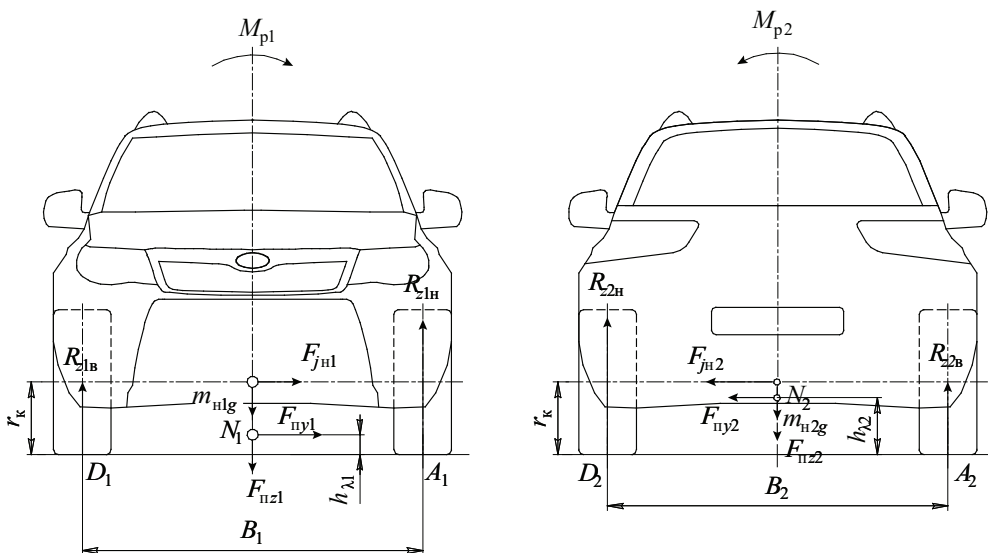


Рис. 7.21. Силы и моменты, действующие на неподдрессоренные массы

Поддрессоренная масса оказывает воздействие на неподдрессоренные массы в вертикальном и поперечном направлении, которое заключается в действии сил F_{nz1} , F_{ny1} , F_{nz2} , F_{ny2} . Освобождая неподдрессоренные массы от поддрессоренных, мы заменили их действие силами и реакциями, приложенными в точках N_1 и N_2 . Силы, действующие со стороны поддрессоренной массы на неподдрессоренные, распределяются пропорционально массе, приходящейся на ось:

$$F_{nz1} = \frac{F_{nz} l_2}{L} = \frac{m_n g l_2}{L} = m_{n1} g,$$

$$F_{пз2} = \frac{F_{нз} l_1}{L} = \frac{m_h g l_1}{L} = m_{н2} g,$$

$$F_{пy1} = \frac{F_{ны} l_2}{L} = \frac{m_n a_y l_2}{L} = m_{п1} g,$$

$$F_{пy2} = \frac{F_{ны} l_1}{L} = \frac{m_n a_y l_1}{L} = m_{п2} g.$$

Кроме того, на неподрессоренные массы действуют их силы тяжести $m_{н1}g$ и $m_{н2}g$, силы инерции $F_{j1} = -m_{н1}j$ и $F_{j2} = -m_{н2}j$.

Составив уравнения равновесия моментов относительно центров пятна контакта каждого колеса для переднего заднего моста автомобиля, выразим нормальные реакции:

$$R_{z1н} = 0,5m_{a1}g + \frac{(m_{п1}h_{\lambda 1} + m_{н1}r_k)a_y + M_{п1}}{B_1},$$

$$R_{z1б} = 0,5m_{a1}g - \frac{(m_{п1}h_{\lambda 1} + m_{н1}r_k)a_y + M_{п1}}{B_1},$$

$$R_{z2н} = 0,5m_{a2}g + \frac{(m_{п2}h_{\lambda 2} + m_{н2}r_k)a_y + M_{п2}}{B_2},$$

$$R_{z2б} = 0,5m_{a2}g - \frac{(m_{п2}h_{\lambda 2} + m_{н2}r_k)a_y + M_{п2}}{B_2},$$

Задания для самостоятельной работы к главе 7

1. Двухосный грузовой автомобиль с базой $L = 3,3$ м и односкатными колесами приближается к повороту дороги. Из-за встречного транспорта поворот автомобиля вправо необходимо произвести с максимальным приближением к внутренней обочине дорожного полотна, радиус кривизны которой равен 15 м. На каком расстоянии от обочины должно катиться переднее колесо автомобиля, чтобы заднее колесо не выходило за пределы дорожного полотна? Колея передних и задних колес одинаковая.

2. Автобус движется с постоянной скоростью 18 м/с по окружности радиусом 100 м. Масса автобуса 14000 кг; фактор обтекаемости

$2,8 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; расстояние от центра масс до передней оси $3,05 \text{ м}$, до задней — $2,1 \text{ м}$; коэффициент сопротивления дороги $0,02$; коэффициент учета вращающихся масс $1,05$. Определить тяговую силу на ведущих колесах: а) без учета увода колес; б) с учетом угла увода задних колес, главного $0,078 \text{ рад}$. На сколько процентов отличается величина тяговой силы в первом и втором случаях?

3. Легковой автомобиль движется по окружности радиусом 200 м с постоянным углом поворота управляемых колес $0,1 \text{ рад}$. Масса автомобиля 1820 кг , в том числе приходящаяся на переднюю ось, 670 кг ; коэффициенты сопротивления уводу передней оси 58 кН/рад , задней оси 62 кН/рад . Построить зависимость разности углов увода задней и передней осей от скорости автомобиля, которая изменяется в пределах от 5 до 38 м/с . Определить разность углов увода при боковом ускорении 4 м/с^2 .

4. Грузовой автомобиль движется на прямолинейном участке дороги с поперечным уклоном 7% . Масса автомобиля 3900 кг ; база $3,5 \text{ м}$; расстояние от центра масс до передней оси $1,6 \text{ м}$; коэффициент сопротивления уводу передней оси 66 кН/рад , задней оси 90 кН/рад . Определить радиус траектории движения.

8. Устойчивость и управляемость

8.1. Оценочные показатели устойчивости

Одним из комплексных эксплуатационных свойств является устойчивость автомобиля, поскольку показатели устойчивости не зависят от конструктивных параметров какой-то одной системы или узла автомобиля, а определяются совокупностью конструкторских решений. На устойчивость оказывают влияние конструктивные параметры всех систем автомобиля, начиная от принятого решения о распределении масс и геометрических параметров, заканчивая системами управления.

Большинство современных автомобилей оборудовано системами, помогающими водителю сохранить устойчивое движение автомобиля в сложных дорожных ситуациях. Для понимания, что такое устойчивое движение, определимся с оценочными показателями устойчивости.

Устойчивостью называют совокупность свойств автомобиля, характеризующих способность его центра масс и продольной оси сохранять заданное направление движения при воздействии внешних сил, стремящихся отклонить его от этого направления. В том случае, если центр масс автомобиля отклоняется от заданной траектории без управляющего воздействия водителя, происходит потеря *траекторной устойчивости*, которая определяется смещением центра масс. Если от заданной ориентации отклоняется продольная ось автомобиля, происходит потеря *курсовой устойчивости*, характеризующейся курсовым углом.

Автомобиль может терять устойчивость в продольной и поперечной плоскостях, поэтому различают *продольную* и *поперечную* устойчивость. Продольная устойчивость связана со скатыванием автомобиля с уклона в том случае, если сцепной силы недостаточно, чтобы удерживать автомобиль на подъеме, или с отрывом колес одной оси от дороги при перераспределении нормальных реакций, например при сверхинтенсивном разгоне. При криволинейном движении, как правило, наступает потеря поперечной устойчивости.

Наступление потери поперечной устойчивости связано с поперечными реакциями в пятне контакта колес с дорогой. Так, при отрыве колес с одной стороны автомобиля, вследствие поперечного крена автомобиля, наступает предельный случай потери устойчивости, называемый **опрокидыванием**. В том случае, если боковые реакции колес одного моста превышают значение предельной силы сцепления, происходит боковое скольжение колес моста или его **занос**.

Наступление потери поперечной устойчивости (занос или опрокидывание) происходит под действием внешних факторов, к которым относят действие центробежной силы инерции, поперечной составляющей силы тяжести автомобиля, сильные порывы бокового ветра, наезд или удар о препятствие колесами с одной стороны.

Для оценки устойчивости автомобиля при действии на него поперечных сил используется следующая система оценочных показателей:

- критические скорости по боковому скольжению $v_{кр\phi}$ и по боковому опрокидыванию $v_{кр.оп}$;
- максимальные углы косогора по боковому скольжению $\beta_{кр\phi}$ и по боковому опрокидыванию $\beta_{кр.оп}$;
- коэффициент поперечной устойчивости $\eta_{пу}$ и угол статической устойчивости β_0 ;
- критическая скорость по курсовой и траекторной устойчивости $v_{кр\omega}$;
- угол крена поддрессоренных масс $\lambda_{кр}$;
- угол дрейфа $\beta_{др}$.

Определение параметров устойчивости и управляемости регламентируется ГОСТ 31507–2012 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний» [26], согласно которому угол статической устойчивости, максимальные углы косогора и угол крена поддрессоренных масс определяют на наклонной платформе. Платформа наклоняется до тех пор, пока не произойдет отрыв всех колес одной стороны одиночного АТС или всех колес одного из звеньев автопоезда от опорной поверхности. Для автомобилей, у которых коэффициент поперечной устойчивости меньше 1, угол крена определяется по формуле

$$\lambda_{кр} \leq 10,3^\circ - 4,3\eta_{пу},$$

для остальных не должен превышать $6,5^\circ$.

Критические скорости движения согласно [26] определяют при полигонных испытаниях на специализированных участках дороги «поворот» и «переставка» с соответствующей разметкой. Плавное увеличение скорости автомобиля, фиксируют начало бокового скольжения колес или начало отрыва внутренних по отношению к центру поворота колес. Испытания проводят на горизонтальной сухой и ровной асфальтобетонной дороге, коэффициент сцепления которой находится в пределах 0,7–0,8. Максимально допустимый уклон в любом направлении — не более 1 %. Микропрофиль участка дороги «прямая» не должен иметь локальных выступов и впадин, высота или глубина которых больше 20 мм при площади в 20 см² и более.

При движении автомобиля с высокой скоростью под воздействием внешних возмущающих воздействий, например боковой силы, вызванной наездом на препятствие колесами одной стороны, могут наступить незатухающие курсовые колебания автомобиля. В том случае, если после прекращения действия возмущающей силы на транспортное средство значение угловой скорости его поворота продолжает увеличиваться, то автомобиль находится в *неустойчивом движении*. Конструктивные особенности систем управления автомобилем способствуют его возврату в устойчивое равновесное положение и характеризуют его физические свойства — сопротивляться внешним возмущениям и двигаться устойчиво. Положение центра масс определяет границу устойчивого движения автомобиля, которая определяется значением максимальной скорости, при которой движение автомобиля становится неустойчивым, а возникшие курсовые колебания под действием единичной силы не затухают. Такую скорость называют **критической скоростью по курсовой и траекторной устойчивости** движения автомобиля, которая может быть найдена по формуле

$$v_{кр\omega} = L \sqrt{\frac{k_{yb1}k_{yb2}}{m_a(k_{yb1}l_1 - k_{yb2}l_2)}}.$$

Данная формула показывает, что на способность автомобиля сопротивляться внешним возмущениям при высоких скоростях движения оказывают влияние координаты центра масс автомобиля, а также характеристики шин, установленных на осях автомобиля. Если знаменатель подкоренного выражения имеет отрицательное значение, то критической скорости не существует, то есть при любой скорости

после воздействия боковых сил автомобиль будет стремиться вернуться в равновесное состояние.

8.2. Поворачиваемость автомобиля и занос мостов

В зависимости от параметров и скорости автомобиля при его движении по круговой траектории может изменяться радиус его траектории, что может привести к потере устойчивости. На автомобиль, движущийся по круговой траектории, действует боковая сила, обусловленная центробежной силой инерции F_{jy} , и поперечные реакции R_{y1} и R_{y2} , действующие на переднюю и заднюю оси автомобиля соответственно. Как отмечалось раньше, боковая сила распределяется между осями автомобиля пропорционально массам, приходящимся на эти оси. Тогда поперечные реакции можно вычислить по формулам

$$R_{y1} = \frac{m_{a1} v_x^2}{R_{\pi}^*},$$

$$R_{y2} = \frac{m_{a2} v_x^2}{R_{\pi}^*},$$

где R_{π}^* — радиус поворота с учетом бокового увода колес.

Углы увода колес мостов определим по формулам

$$\delta_{yв1} = \frac{R_{y1}}{k_{yв1}} = \frac{m_{a1} v_x^2}{R_{\pi}^* k_{yв1}}; \quad (8.1)$$

$$\delta_{yв2} = \frac{R_{y2}}{k_{yв2}} = \frac{m_{a2} v_x^2}{R_{\pi}^* k_{yв2}}. \quad (8.2)$$

Подставив выражения (8.1) и (8.2) в формулу (7.22), выразим зависимость радиуса поворота с учетом бокового увода колес от скорости движения автомобиля:

$$R_{\pi}^* = \frac{L}{\theta} \left[1 + \left(\frac{m_{a1}}{k_{yв1}} - \frac{m_{a2}}{k_{yв2}} \right) \frac{v_x^2}{L} \right]. \quad (8.3)$$

Отношение колесной базы автомобиля L к углу поворота управляемых колес θ является **кинематическим радиусом поворота** R_{π} автомобиля. Используя этот радиус, приведем выражение (8.3) к виду

$$R_{\pi}^* = R_{\pi} \left[1 + \left(\frac{m_{a1}}{k_{yB1}} - \frac{m_{a2}}{k_{yB2}} \right) \frac{v_x^2}{L} \right].$$

При отрицательном значении выражения в круглых скобках радиус поворота будет уменьшаться с увеличением скорости, что может привести к потере устойчивости автомобиля.

Свойство автомобиля изменять кривизну траектории при изменении скорости называется **статической поворачиваемостью**, которая оценивается значением *коэффициента статической поворачиваемости*:

$$\eta_{\text{пов}} = \frac{m_{a2} / k_{yB2}}{m_{a1} / k_{yB1}} = \frac{k_{yB1} l_1}{k_{yB2} l_2}.$$

Если $\eta_{\text{пов}} = 1$, то радиус поворота автомобиля с учетом бокового увода колес вне зависимости от скорости будет равен кинематическому радиусу поворота, т. е. $R_{\pi} = R_{\pi}^*$, при этом углы увода обоих мостов одинаковы. Считается, что такой автомобиль обладает **нейтральной поворачиваемостью**.

Если $\eta_{\text{пов}} < 1$, то радиус поворота автомобиля с учетом бокового увода колес выше кинематического радиуса и его значение возрастает по мере увеличения скорости автомобиля, при этом угол увода передней оси превышает угол увода задней оси. Считается, что такой автомобиль обладает **недостаточной поворачиваемостью**.

При $\eta_{\text{пов}} > 1$ радиус поворота автомобиля с учетом бокового увода колес меньше кинематического радиуса и его значение уменьшается по мере увеличения скорости автомобиля, при этом угол увода задней оси превышает угол увода передней оси. Считается, что такой автомобиль обладает **избыточной поворачиваемостью**.

При отсутствии бокового увода колес движущийся прямолинейно автомобиль под действием боковой силы будет продолжать прямолинейное движение в заданном направлении движения. При достижении поперечной силой критического значения по условиям сцепления произойдет боковое скольжение колес в направлении действия силы.

Автомобиль с нейтральной поворачиваемостью под действием поперечной силы изменит направление движения, отклонившись от заданной прямолинейной траектории на угол увода колес передней оси δ_{yB1} . При этом поворота автомобиля не происходит, он сохраняет прямолинейность движения. В случае с недостаточной поворачиваемостью автомобиля действие боковой силы приводит к движению

по криволинейной траектории, в результате чего возникает центробежная сила инерции. Действие этой силы направлено противоположно действию боковой возмущающей силы, следовательно, увод колес будет уменьшать свое значение и автомобиль будет стремиться к первоначальной прямолинейной траектории.

При избыточной поворачиваемости действие боковой силы приведет к отклонению автомобиля от прямолинейной траектории и возникновению центробежной силы инерции, которая в данном случае будет сонаправлена с возмущающей боковой силой. *Это приводит к дальнейшему увеличению углов увода колес и соответствующему уменьшению радиуса поворота, что в свою очередь увеличивает центробежную силу инерции F_j .* В результате автомобиль теряет устойчивость прямолинейного движения.

С точки зрения устойчивого движения автомобиль с недостаточной поворачиваемостью лучше сохраняет заданное направление движения и является более безопасным, чем автомобиль с избыточной поворачиваемостью. Для достижения недостаточной поворачиваемости регулируют давление в шинах передних и задних колес, выбирают соотношение масс на оси и конструкцию направляющих устройств подвески. Значительное улучшение управляемости и устойчивости двухосных автомобилей достигается при использовании полноуправляемых схем.

Занос мостов

Боковое скольжение колес наступает не одновременно для разных мостов автомобиля. Из выражения (7.4) следует, что на достижение предельного значения боковой силы по условию сцепления влияет не только поперечная реакция R_y , но и продольная R_x . Чем больше значение продольной реакции, тем при меньшем значении поперечной реакции R_y начинается боковое скольжение колес. Следовательно, ведомый режим колеса более устойчив по боковому скольжению, чем режимы ведущих или тормозных колес, поскольку продольная реакция дороги для данного режима зависит только от сопротивления качению. На ведущее и тормозящее колеса кроме момента сопротивления качению M_f действуют моменты $M_{кв}$ и M_t соответственно.

Предположим, под действием боковой силы колеса переднего моста (рис. 8.1) начали боковое скольжение, вследствие чего вектор ско-

рости передней оси, приложенный в точке A , отклонился на некоторый угол от продольной плоскости автомобиля. Автомобиль начинает движение по криволинейной траектории с центром поворота p , при этом вектор силы инерции F_{jy} направлен противоположно вектору боковой силы, следовательно, она будет способствовать уменьшению отклонения вектора скорости от продольной оси. Автомобиль вернется в равновесное состояние.

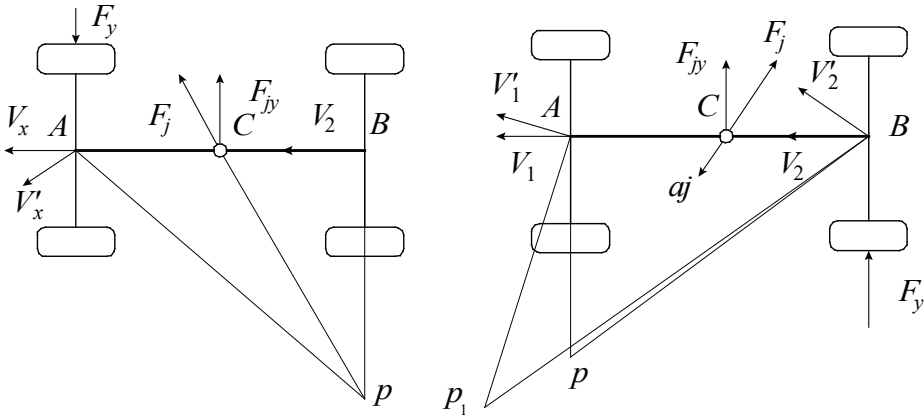


Рис. 8.1. Схема заноса переднего (а) и заднего моста (б)

Если под действием боковой силы скольжение получают колеса заднего моста, то вектор скорости переднего моста v_{y1} не изменит своего направления, а вектор скорости заднего моста v_{y2} отклонится на некоторый угол, как показано на рис. 8.1. В этом случае автомобиль начинает движение по криволинейной траектории с центром поворота в точке p , тогда направление боковой составляющей центробежной силы инерции F_{jy} , направленной от центра поворота, будет совпадать с направлением боковой силы.

По этой причине вектор скорости заднего моста будет сильнее отклоняться от продольной плоскости автомобиля, а радиус поворота будет уменьшаться, что приведет к увеличению силы инерции, процесс будет прогрессировать до наступления потери устойчивости — **заноса** моста. Для возврата автомобиля в устойчивое состояние необходимо повернуть управляемые колеса в сторону начавшегося заноса, в таком случае радиус поворота будет увеличиваться из-за смещения центра поворота автомобиля. Стоит отметить, что при резком повороте рулевого колеса и значительном угле поворота управляемых колес возмож-

но возникновение заноса в обратном направлении, если отклонение вектора скорости переднего моста v_{y1} будет больше, чем отклонение вектора скорости заднего моста v_{y2} .

8.3. Поперечная устойчивость автомобиля

Основными силовыми факторами, влияющими на потерю поперечной устойчивости, являются поперечный уклон дороги (косогор) или центробежная сила инерции при криволинейном движении автомобиля.

При движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном дороги на него будут действовать силы, показанные на рис. 8.2. Угол β_0 называют углом статической устойчивости, который определяет границу устойчивости транспортного средства исходя из его геометрических параметров: при $\beta < \beta_0$ опрокидывания не происходит; при $\beta = \beta_0$ автомобиль находится на границе устойчивости по опрокидыванию; при $\beta > \beta_0$ произойдет опрокидывание автомобиля.

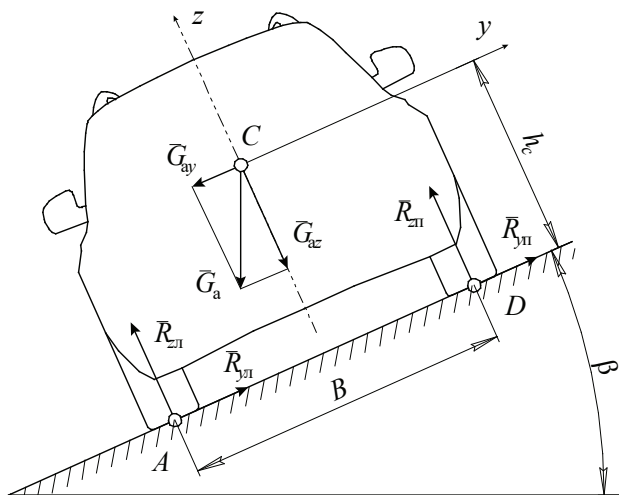


Рис. 8.2. Силы, действующие на автомобиль на косогоре

Угол статической устойчивости зависит от величины колеи автомобиля и высоты его центра масс:

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{B}{2h_c}.$$

тогда критический угол косогора по боковому опрокидыванию можно найти из выражения

$$\beta_{\text{кр.оп}} = \arctg \frac{B}{2h_c}.$$

Отношение половинного значения колеи автомобиля к высоте центра его масс называют коэффициентом поперечной устойчивости автомобиля

$$\eta_{\text{пу}} = \frac{B}{2h_c}.$$

Для уменьшения вероятности опрокидывания автомобиля необходимо стремиться к уменьшению высоты центра масс и максимальному использованию допускаемой нормативами колеи. В табл. 8.1 приведены показатели поперечной устойчивости автомобилей различного типа.

Таблица 8.1

Показатели поперечной устойчивости АТС

Тип автомобиля	$\eta_{\text{пу}}$	$\beta_0, ^\circ$
Легковые	0,90–1,20	42–50
Грузовые	0,55–0,80	29–39
Автобусы	0,50–0,65	27–33

Стандартом [26] рекомендованы следующие значения углов статической устойчивости в зависимости от значения коэффициента поперечной устойчивости:

- при $0,55 \leq \eta_{\text{пу}} \leq 1$ угол $\beta_0 = (-2,24 + 42,4\eta_{\text{пу}})^\circ$;
- при $\eta_{\text{пу}} > 1$ угол $\beta_0 = (15 + 25\eta_{\text{пу}})^\circ$;
- при $\eta_{\text{пу}} < 0,55$ угол $\beta_0 > 21^\circ$.

В большинстве случаев боковое скольжение колес наступает раньше опрокидывания, определим критический угол косогора по боковому скольжению. Проскальзывание колес наступает в том случае, если суммарная реакция в пятне контакта колеса с дорогой меньше предельной сцепной силы (см. выражение (7.4)). Принимая допущение, что автомобиль движется равномерно без значительного сопротивления среды, предельное по условию сцепления значение поперечной реакции можно определить как

$$R_{y \max} = \varphi R_z. \quad (8.4)$$

Составив систему уравнений равновесия для продольной и поперечной оси автомобиля, получим

$$\begin{cases} R_{yл} + R_{yп} - G_a \sin \beta = 0, \\ R_{zл} + R_{zп} - G_a \cos \beta = 0. \end{cases}$$

Решив данную систему уравнений и приняв во внимание формулу (8.4), определим критическое значение косогора по боковому скольжению:

$$\beta_{кр.ф} = \arctg \varphi.$$

На рис. 8.3 показана схема действия сил на автомобиль при движении в повороте. Определим значение критических скоростей криволинейного движения на горизонтальной дороге по условиям скольжения и опрокидывания. Центробежная сила инерции создает опрокидывающий момент, в то время как сила тяжести стремится удержать автомобиль от опрокидывания. Граничным условием наступления опрокидывания является равенство нулю нормальной реакции внутреннего колеса: $R_{zв} = 0$.

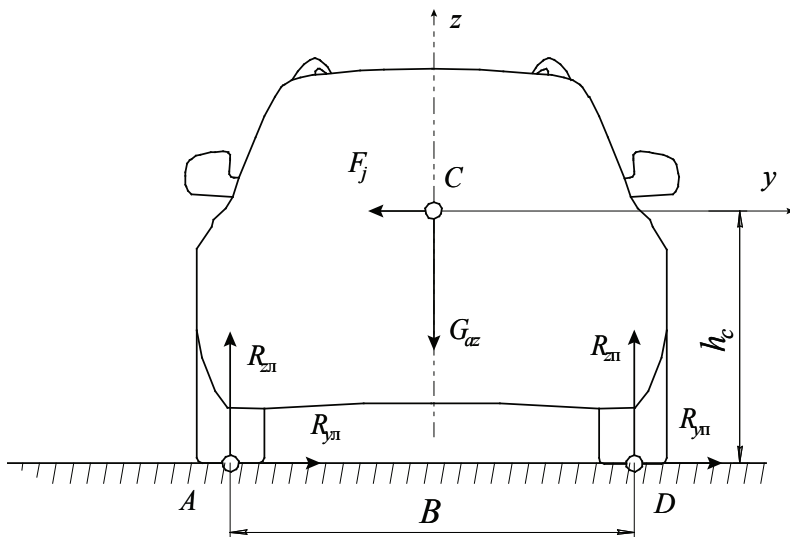


Рис. 8.3. Схема действия сил на автомобиль при повороте

Составив уравнение моментов относительно центра пятна контакта наружного колеса, получим

$$G_a \frac{B}{2} - F_{jy} h_c - R_{zв} B = 0.$$

Угол поперечной устойчивости в этом случае определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_{\lambda} = \frac{0,5B - h_{\lambda} \lambda_{\text{кр}} - h_c \chi - \Delta_{\text{ш}}}{h_c}.$$

Чем меньше колея и база автомобиля и чем выше и дальше от оси заднего моста находится центр масс, тем опаснее резкий рывок руля, так как при данной скорости v_x критическая скорость поворота рулевого колеса по боковому опрокидыванию снижается. Чем выше скорость автомобиля v_x , тем меньше допускаемая скорость поворота рулевого колеса.

На скользкой дороге при малых значениях коэффициента сцепления ϕ величина $\omega_{\text{р.кр.}\phi}$ существенно меньше $\omega_{\text{р.кр.оп}}$, поэтому резкий поворот рулевого колеса обычно приводит к заносу заднего моста, что предотвращает опрокидывание. На сухом чистом асфальтобетоне вероятность бокового опрокидывания значительно возрастает. Поэтому важно, чтобы автомобиль обладал высокой поперечной устойчивостью.

Оценка курсовой устойчивости автомобиля при резком повороте рулевого колеса производится:

- по характеристике поворачиваемости и чувствительности к управлению автомобиля (рис. 8.5);
- забросу угловой скорости — величина повышения значения угловой скорости автомобиля над установившемся при переходе от прямолинейного к криволинейному движению;
- временем 90 % реакции по угловой скорости.

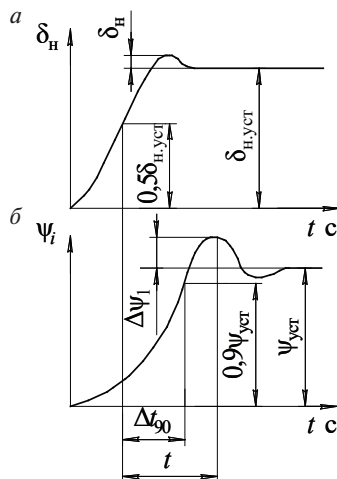


Рис. 8.5. Характеристика заброса угловой скорости (а) и угла поворота рулевого колеса (б)

Углы поворота рулевого колеса определяются исходя из значения колесной базы автомобиля и передаточного числа рулевого управления, а также не должны превышать значений, регламентированных ГОСТ 31507–20012.

Испытания проводят на площадке радиусом 50 м и с предшествующей полосой разгона не менее 1000 м, движение автомобиля осуществляется со скоростью 80 км/ч (категории M_1 , M_2 , N_1) или 60 км/ч (категории M_3 , N_2 , N_3). При достижении испытательной площадки производят поворот рулевого колеса со скоростью не менее 200 °/с, удерживая рулевое колесо в данном положении до достижения установившегося движения в повороте или в течение 3 с.

Угол поворота рулевого колеса постепенно увеличивают от заезда к заезду до достижения заданного бокового ускорения: 4,5 м/с² — категории M_1 , M_2 , N_1 ; 2,5 м/с² — категории M_3 , N_2 , N_3 .

Заброс угловой скорости автомобиля является функцией углового ускорения и не должен превышать значений, приведенных в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Предельные величины заброса угловой скорости автомобилей %, не более

Категория АТС	Установившееся боковое ускорение, м/с ²	
	2	4
M_1 , M_2 , N_1	30	80
M_3 , N_2 , N_3	10	—

Время 90 %-й реакции по угловой скорости определяется как интервал времени между моментами достижения 50 % от установившегося значения угла поворота рулевого колеса и 90 % от установившегося значения угловой скорости автомобиля. Значение 90 %-й реакции не должна превышать 0,3 с для категорий M_1 , M_2 , N_1 ; 2,0 с — для категорий M_3 , N_2 , N_3 .

8.4. Стабилизация рулевого управления

Нормативная документация определяет **стабилизацию рулевого управления** как свойство рулевого управления, заключающееся в самостоятельном возвращении выведенных из нейтрального положения

управляемых колес и рулевого колеса в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению автомобилей, после снятия усилия с рулевого колеса [26].

Под действием внешних сил со стороны опорной поверхности дороги детали рулевого привода получают упругую деформацию, что приводит к изменению положения колес. В свою очередь, это может привести к неустойчивому движению, поэтому в рулевом управлении автотранспортных средств должна быть предусмотрена стабилизация управляемых колес.

Стабилизацию рулевого управления обеспечивают упругие свойства шины, которые создают стабилизирующий момент $M_{\text{ст}\delta}$, и кинематическая связь колес с направляющими устройствами подвески. Стабилизирующий момент в пятне контакта, обусловленный упругостью шины, возникает вследствие того, что при повороте колеса часть площадок подвержена деформации сжатия, в то время как остальные — деформациям растяжения, в результате чего возникает момент, стремящийся вернуть шину в исходное положение.

На рис. 8.6 приведена схема влияния угла наклона шкворня (оси поворота колеса) на самостабилизацию управляемого колеса.

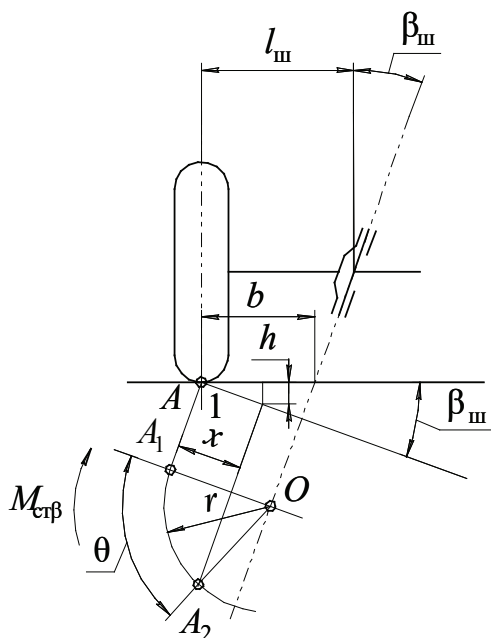


Рис. 8.6. Схема стабилизации колеса при наклоне шкворня

При повороте колеса на некоторый угол θ центр пятна контакта — точка A — будет перемещаться по дуге $A_1 A_2$ радиусом r , при этом колесо будет стремиться опуститься на величину h ниже опорной поверхности дороги. Поскольку такое невозможно, поворот колеса приведет к подъему массы автомобиля, приходящейся на колесо, на эту же высоту. Следовательно, поперечный наклон шкворня на угол $\beta_{ш}$ вызывает подъем передней части автомобиля, при прекращении управляющего воздействия сила тяжести массы, приходящейся на колесо, стремится вернуть его в нейтральное положение.

Момент $M_{ст\beta}$ стремится возвратить колеса в нейтральное положение, поэтому его **называют стабилизирующим моментом колеса**:

$$M_{ст\beta} = m_{a1} g b \sin \beta_{ш} \cos \beta_{ш} \sin \theta, \quad (8.5)$$

где b — плечо обкатки, расстояние между центром пятна контакта колеса с дорогой и точкой пересечения оси поворота колеса и опорной поверхности дороги.

Из выражения (8.5) видно, что значение стабилизирующего момента увеличивается по мере увеличения угла поворота управляемых колес, следовательно, при малых углах поворота, что характерно для движения с высокой скоростью, величины данного момента недостаточно для стабилизации колес.

Также стабилизирующий момент зависит от величины плеча обкатки: чем больше его значение, тем выше значение момента $M_{ст\beta}$. Конструктивно возможно получить нулевое, отрицательное и положительное плечо обкатки. При положительном значении уменьшается усилие на рулевом колесе, требуемое при маневрировании автомобиля. Однако при резком увеличении разницы между продольными реакциями управляемых колес возрастает усилие на рулевом колесе, которое необходимо приложить, чтобы колеса оставались в нейтральном положении. На автомобилях применяются схемы с нулевым и отрицательным плечом обкатки.

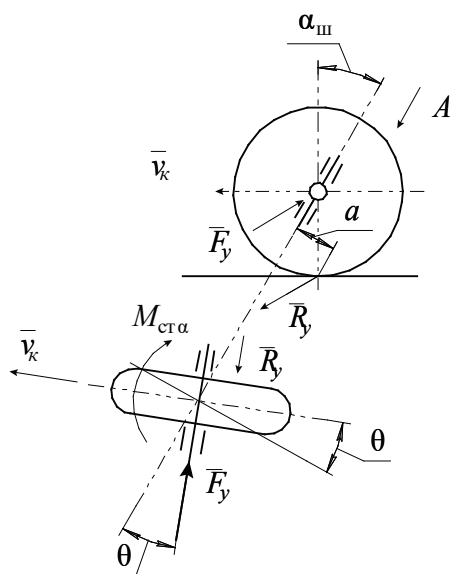
Для обеспечения стабилизации управляемых колес при большой скорости ось поворота колеса в продольной плоскости выполняют под углом $\alpha_{ш}$ (рис. 8.7). Величина $M_{ст\alpha}$ зависит от продольного угла наклона оси поворота колеса и скорости автомобиля, поэтому ее называют **скоростным стабилизирующим моментом**:

$$M_{ст\alpha} = R_y r_k \sin \alpha_{ш}.$$

Значение $\alpha_{ш}$ находится в пределах $0-5^\circ$.

При криволинейном движении боковая реакция R_y возрастает с увеличением скорости, поскольку растет центробежная сила инерции, следовательно, скоростной стабилизирующий момент будет увеличиваться.

а



б

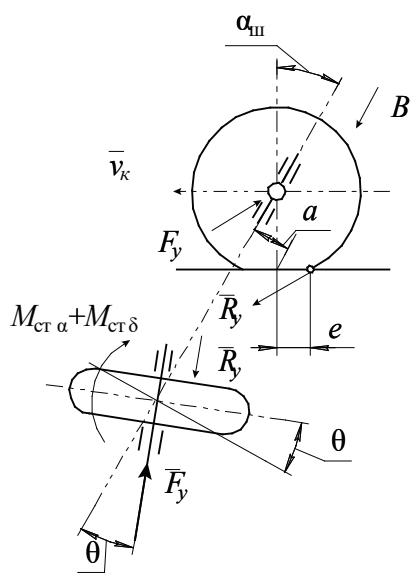


Рис. 8.7. Схема стабилизации управляемого колеса при продольном наклоне оси поворота колеса:

а — вид по А; б — вид по В

8.5. Оценочные показатели управляемости

Конструкция системы рулевого управления и подвески влияет на управляемость транспортного средства. **Управляемость** — свойство автомобиля, характеризующее его способность сохранять или изменять направление движения в соответствии с управляющим воздействием водителя, препятствуя при этом внешним управляющим воздействиям. Под **управлением** понимают совокупность действий водителя, направленных на изменение траектории или скорости движения автомобиля.

Требования к рулевому управлению и управляемости автотранспортных средств приведены в ГОСТ Р 41.79–99 (Правила ЕЭК ООН N 79)

«Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении механизмов рулевого управления» [27] и ГОСТ 31507–2012. Оценочные показатели управляемости получают при стендовых и дорожных испытаниях. Они, кроме характеристики траекторной управляемости, не рассчитываются аналитически. Также показатели управляемости могут быть получены в результате имитационного и численного моделирования. Рассмотрим основные требования и методы определения показателей управляемости.

К условиям испытаний управляемости транспортных средств предъявляют такие же требования, что и к испытаниям на устойчивость.

Требованиями к транспортным средствам регламентировано значение усилия на рулевом колесе (табл. 8.3), которое определяется при испытаниях на неподвижном и движущемся автомобиле.

Таблица 8.3

Предельные величины усилий на рулевом колесе, Н, не более [27]

Категория автомобиля	Автомобиль			
	неподвижный		движущийся	
	без усилителя	с усилителем	с исправным управлением	при отказе усилителя
M_1	200	60	150	300
M_2	250			
M_3	350	250	200	450
N_1	300	180		
N_2	350			250
N_3		50	200	450

Скорость движения автотранспортного средства должна быть 10 км/ч. Испытания проходят на повороте радиусом $R_{\text{п}} = 12$ м или с минимально возможным радиусом, если он больше 12 м. В процессе испытания производят фиксирование значений среднего усилия на рулевом колесе, а также зависимости угла поворота рулевого колеса от времени $\alpha_{\text{р}} = f(t)$.

К оценочным показателям управляемости относят *среднее значение остаточного угла поворота рулевого колеса* $\alpha_{\text{р.ст}}$, которое характеризует самовозврат управляемых колес и рулевого колеса в нейтральное положение. Измерение остаточного угла поворота рулевого колеса произво-

дят при равномерном движении автомобиля по криволинейной траектории радиусом 50 м со скоростью 50 км/ч (категория M_1) или 40 км/ч (категория M_2, M_3, N_2, N_3). После прохождения криволинейного участка рулевое колесо освобождают, поддерживая скорость движения постоянной до окончания вращения рулевого колеса, но не более 6 с. После этого времени фиксируют угол, оставшийся до возврата в нейтральное положение, или фиксируют возврат в нейтральное положение.

Для оценки параметров управляемости проводят испытания на участках «поворот $R_{\pi} = 35$ м», «переставка $S_{\pi} = 16$ м», «переставка $S_{\pi} = 35$ м», предназначенных для определения максимальной скорости маневра при входе в поворот.

8.6. Траекторная управляемость

Для оценки управляемости автомобиля используют характеристику траекторной управляемости (рис. 8.8), которая представляет собой зависимость кривизны траектории от угла поворота рулевого колеса. Кривизна траектории в данном случае рассматривается как величина, обратная радиусу поворота:

$$K = \frac{1}{R_{\pi}}.$$

Угол поворота рулевого колеса и средний угол поворота управляемых колес связаны формулой

$$\theta = \frac{\alpha_p}{u_p}.$$

Характеристика траекторной управляемости позволяет оценить коэффициент чувствительности автомобиля к повороту:

$$\mu = \frac{dK}{d\alpha_p}.$$

Для двухосного автомобиля с передними управляемыми колесами без бокового увода кривизна траектории будет определяться из выражения

$$K = \frac{1}{R_{\pi}} = \frac{\operatorname{tg} \theta}{L} = \frac{1}{L} \operatorname{tg} \frac{\alpha_p}{u_p}.$$

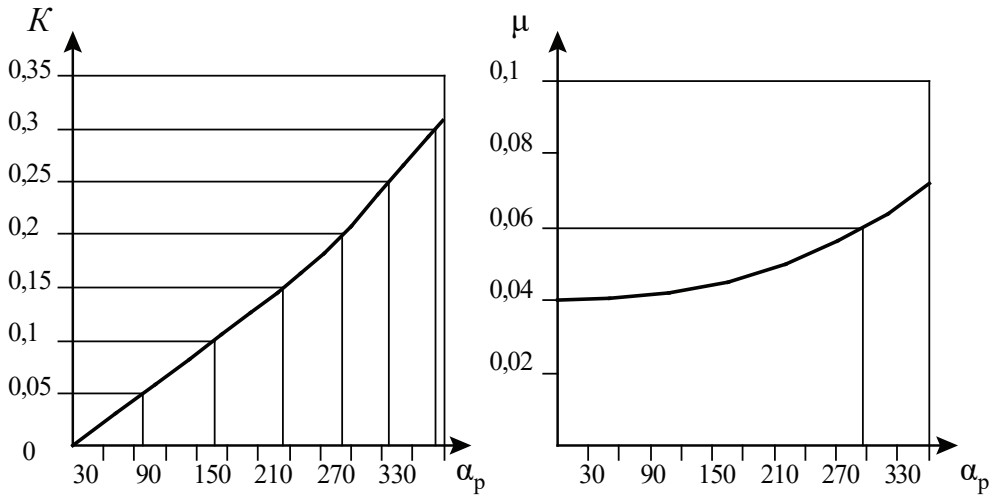


Рис. 8.8. Характеристика траекторной управляемости

Зависимость $K = f(\alpha_p)$ позволяет оценить реакцию автомобиля на поворот рулевого колеса. Чем больше изменяется кривизна траектории K при определенном повороте рулевого колеса, тем выше чувствительность автомобиля к повороту и больше величина реакции автомобиля на управляющее воздействие.

8.7. Маневренность

Маневренностью называют совокупность свойств автомобиля, которые характеризуют его способность к движению на ограниченных площадках и с малыми радиусами поворота.

Оценка маневренности проводится по величине геометрических параметров автомобиля (рис. 8.9), к которым относят:

- минимальный радиус поворота R_{\min} ;
- внешний габаритный радиус поворота $R_{\text{габ max}}$;
- внутренний габаритный радиус $R_{\text{габ min}}$;
- поворотная ширина автомобиля по следу колес $B_{\text{п}}$;
- габаритная полоса движения $B_{\text{габ}}$.

Минимальный и внешний габаритный радиусы поворота зависят от максимального угла поворота управляемых колес и формы кузова

автомобиля. **Минимальный радиус R_{\min}** определяется как расстояние от центра поворота до центра пятна контакта внешнего управляемого колеса при условии максимального угла поворота рулевого колеса.

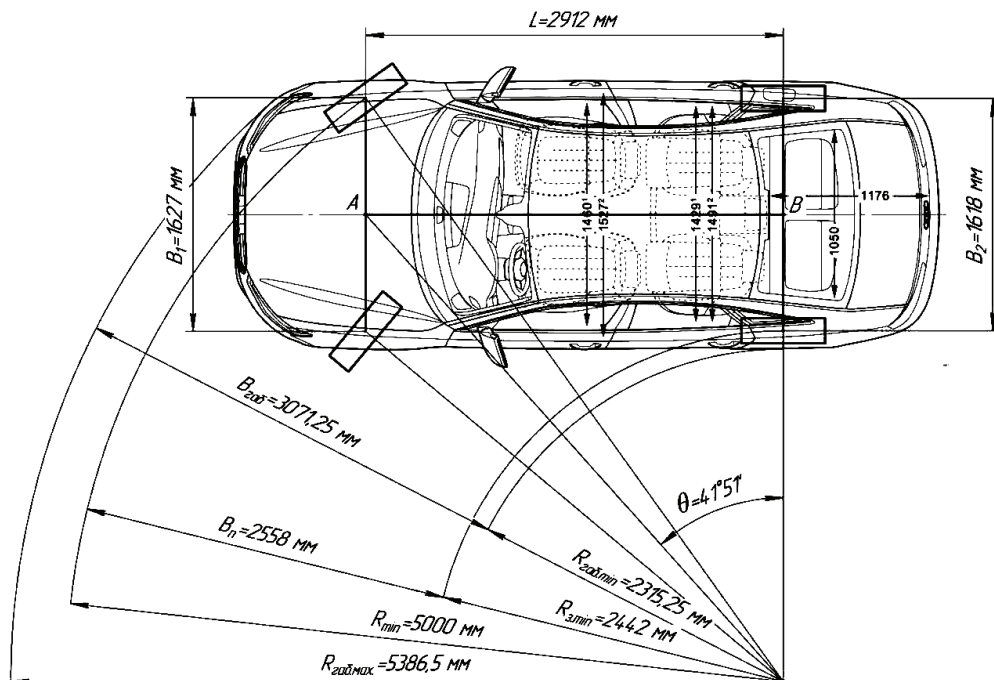


Рис. 8.9. Показатели маневренности автомобиля

Внешний габаритный радиус $R_{\text{габ max}}$ автомобиля — это расстояние от центра поворота автомобиля до точки, наиболее удаленной от него. **Внутренний габаритный радиус $R_{\text{габ min}}$** характеризует расстояние от центра поворота автомобиля до ближайшей к нему точки.

Радиусы R_{\min} , $R_{\text{габ max}}$ и $R_{\text{габ min}}$ характеризуют площадь, необходимую для маневрирования и разворота одиночного автомобиля. Максимальный габаритный радиус одиночного транспортного средства не должен превышать 12,5 м, а минимальный габаритный радиус — не более 5,3 м.

По следу колес определяют значение *поворотной ширины автомобиля*, рассчитываемое по формуле

$$B_{\Pi} = R_{\text{уд.к}} - R_{\text{б.к}},$$

где $R_{\text{уд.к}}$ — радиус наиболее удаленного от центра поворота колеса;
 $R_{\text{б.к}}$ — радиус ближайшего к центру поворота колеса.

Габаритная полоса движения автомобиля определяется как разница между внешним габаритным радиусом и внутренним габаритным радиусом:

$$B_{\text{габ}} = R_{\text{габ max}} - R_{\text{габ min}}.$$

Габаритная полоса движения одиночных транспортных средств не должна превышать 7,2 м. Параметры поворотной и габаритной полосы движения используют для оценки коридора, необходимого для совершения крутых поворотов.

Задания для самостоятельной работы к главе 8

1. С каким минимальным радиусом может совершать поворот грузовой автомобиль на горизонтальном участке дороги со скоростью 15 м/с без бокового опрокидывания? Колея автомобиля 2,08 м; высота центра масс 1,45 м. Найти значение коэффициента сцепления, при котором начнется боковое скольжение при движении с минимальным радиусом поворота.

2. Колея автомобиля 1,44 м; высота центра масс 0,63 м. Определить предельную скорость автомобиля на вираже с поперечным уклоном 4% и радиусом 100 м. Коэффициент сцепления колес с дорогой 0,6.

3. Определить возможность опрокидывания автомобиля на косогоре с углом 38° и коэффициентом сцепления 0,75. Колея автомобиля 1,59 м; высота центра масс — 1,38 м.

4. При каком значении коэффициента сцепления произойдет занос грузового автомобиля, движущегося по окружности радиусом 100 м с максимальной скоростью 22,8 м/с?

5. Масса, приходящаяся на переднюю управляемую ось грузового автомобиля, равна 6620 кг; длина поворотной цапфы 0,12 м; поперечный угол наклона шкворня $9^\circ 33'$. Найти стабилизирующий момент, действующий на управляемые колеса, при их повороте на максимальный угол 32° .

9. Плавность хода

9.1. Оценочные показатели плавности хода

Под плавностью хода понимают совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность двигаться с высокими средними скоростями, с сохранением амплитуды колебаний кузова при движении по нервностям дороги в допустимом интервале и защищать водителя, пассажиров, грузы и механизмы автомобиля от повышенных вибрационных нагрузок.

Источниками вибрационных нагрузок для автотранспортных средств являются узлы и агрегаты автомобиля (внутренние источники) и неровности опорной поверхности дороги (внешние источники). Для легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности, которые подразумевают движение с высокими скоростями, основным источником вибронагруженности являются неровности дороги, поэтому основной задачей при функциональном проектировании данных транспортных средств с точки зрения плавности хода является подбор и расчет элементов подвески.

Для транспортных машин особо большой грузоподъемности, автобусов, карьерной и специализированной техники, в состав которой входит технологическое оборудование, основными источниками вибраций, от которых должен быть защищен водитель, являются внутренние источники. В таком случае при проектировании транспортного средства необходимо использование самых современных достижений технологии, позволяющих снизить вред от вибрационного воздействия. Требования к вибрационной безопасности транспортных средств приведены в ГОСТ 12.1.012–2004 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования» [28].

Помимо негативного влияния на человека, состояние грузов и механизмов автомобиля, неровности дороги приводят к увеличенному потреблению топлива и повышению затрат на техническое обслужи-

вание и текущий ремонт автотранспортных средств. Средняя скорость движения на дорогах с неудовлетворительным покрытием снижается до 50 %, при этом расход топлива может возрастать на 40–60 %.

Для преобразования ударных нагрузок со стороны неровностей дороги в колебательные, с последующим рассеиванием данной энергии, в автомобиле применяется система поддрессоривания (подвеска). Таким образом, упругий элемент подвески предотвращает повторение кузовом автомобиля микропрофиля дороги, являясь источником колебаний поддрессоренных масс. Интенсивность колебаний зависит от параметров и характеристик компоновки автомобиля, его подвески и шин, а также от характеристики воздействия дороги, определяемой геометрией неровностей и скоростью движения автомобиля.

Оценочными показателями плавности хода являются:

- собственные частоты колебаний поддрессоренных масс;
- максимальные и среднеквадратические значения ускорений в различных точках автомобиля;
- среднеквадратические значения виброускорений на сиденьях водителя и пассажиров в первых пяти октавных полосах частот.

Согласно ГОСТ 31191–2004 [29], основной измеряемой величиной является виброускорение, которое действует вдоль трех осей на человека. Оценочные показатели определяются только при испытании транспортных средств на специальных стендах и полигонных комплексах. Для регистрации значений оценочных показателей датчики устанавливают на рабочем месте водителя, на заднем пассажирском сиденье с правой стороны. Для автобусов, помимо измерений на рабочем месте водителя, датчики устанавливают на пассажирских сиденьях как можно ближе к колесам осей.

Вибронагруженность грузового автомобиля оценивается в результате измерений среднеквадратических значений виброускорений на левом лонжероне над передним мостом и задним мостом двухосного автомобиля или посередине между средним и задним мостами трехосного автомобиля.

Если значение среднеквадратического скорректированного виброускорения не превышает $0,1 \text{ м/с}^2$ для общей вибрации, то данное транспортное средство не относят к виброопасным, следовательно, вибрационные параметры допускается не заявлять и не подтверждать.

9.2. Влияние вибраций на человека

Долгосрочное воздействие вибраций оказывает негативное влияние на здоровье человека, высокие значения амплитуды виброперемещений могут приводить к ударным единичным нагрузкам на организм (ушибы, переломы), однако более опасным является действие виброускорений, поэтому оценку действия вибраций на организм проводят по значению виброускорений в каждом направлении.

Человек приспособлен к колебаниям невысокой частоты в диапазоне 1,5–2,5 Гц при условии, что значения виброускорений не превышают $3,9 \text{ м/с}^2$, поэтому при проектировании системы поддрессоривания стремятся, чтобы колебания подвески в нормальном эксплуатационном режиме были как можно ближе к указанному диапазону изменения частот.

При частоте колебаний немного выше указанного диапазона наступают резонансные колебания во внутренних органах, частота колебаний которых лежит в диапазоне 3–6 Гц, в результате чего может происходить разрыв сосудов, ушиб внутренних органов, происходит угнетение центральной нервной системы, которое проявляется в необоснованном чувстве тревоги и страха.

При колебаниях в диапазоне 6–11 Гц негативному воздействию подвергаются: головной мозг, органы желудочно-кишечного тракта, что сопровождается головной болью, тошнотой и общей утомляемостью. Колебания в диапазоне 11–45 Гц вызывают тошноту, угнетенное состояние, ухудшение зрения. При продолжительном воздействии колебаний с частотой выше 45 Гц человек подвергается вибрационной болезни. К симптомам вибрационной болезни относят головокружение, ухудшение координации, неустойчивую походку, ухудшение зрения и тошноту.

Низкочастотные колебания до 0,5 Гц также могут оказывать нежелательные воздействия на организм человека, приводящие к ощущению дискомфорта и мешающие его нормальной деятельности, что часто наблюдается при передвижении на водных видах транспорта.

В зависимости от частоты колебаний человек наиболее восприимчив к виброускорениям (3–20 Гц), вибросокращениям (20–50 Гц) или амплитудам колебаний (50–80 Гц). Наибольшая чувствительность организма отмечается к вертикальным колебаниям в диапазоне частот 4–8 Гц и горизонтальным — 1...2 Гц.

Водитель при движении транспортного средства ощущает колебания по мере увеличения их скорости, поэтому на автомобилях применяется демпфирующее устройство подвески, которое необходимо для снижения скорости колебаний и поглощения их энергии. Ниже приведено влияние скорости колебаний, м/с, на оператора:

неощутимые колебания	до 0,035
едва ощутимые колебания	0,035...0,1
ощутимые колебания	0,1...0,2
сильно ощутимые колебания	0,2...0,3
неприятные колебания	свыше 0,3

Установлено три критерия неблагоприятного воздействия вибрации на человека-оператора:

- безопасность, обеспечивающая исключение нарушения здоровья оператора, оцениваемого по объективным показателям с учетом риска возникновения предусмотренных медицинской классификацией профессиональных болезней и патологий;
- граница снижения производительности труда, обеспечивающая поддержание нормативной производительности оператора, не снижающейся из-за развития усталости под воздействием вибрации;
- комфорт, обеспечивающий оператору ощущение комфортности условий труда при полном отсутствии мешающего действия вибрации.

При превышении показателей вибронегруженности допустимых значений и невозможности привести данные значения к нормативным необходимо уменьшение времени работы водителя: при превышении допустимой нормы в 1,4 раза — до 2 ч; в 2 раза — до 1 ч; в 4 раза — до 15 мин.

9.3. Параметры виброзащитной системы автомобиля

Рассмотрим возможные колебания автомобиля при движении. На рис. 9.1 локальная система координат расположена в центре масс автомобиля так, что оси Ox и Oz расположены в продольной плоскости автомобиля, ось Oy совпадает с его поперечной осью, тогда при

движении по неровностям возможны колебания вдоль указанных осей и вокруг них.

Колебания вдоль оси Ox называют подергиваниями x_c , а колебания вокруг этой оси — покачиваниями α . Колебания вдоль оси Oz называют подпрыгиванием z_c , вокруг — вилянием γ . Угловые перемещения кузова вокруг оси Oy называют галопированием β , а боковые линейные перемещения — шатанием y_c .

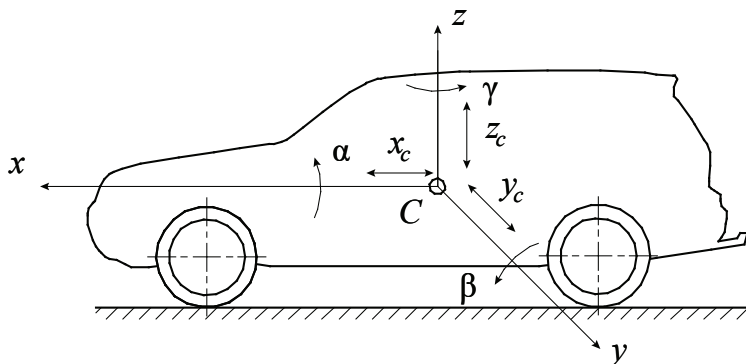


Рис. 9.1. Колебания автомобиля в пространстве

Основной задачей подвески является поглощение вертикальных колебаний. Данная задача решается путем проектирования виброзащитной системы автомобиля. Основу виброзащитной системы автомобиля составляют упругие и демпфирующие элементы подвески, поэтому на начальном этапе проектирования необходимо определить характеристики данных элементов.

Стоит отметить, что продольные, поперечные и угловые колебания сказываются на плавности хода автомобиля, следовательно, подвеска автомобиля должна их минимизировать. Однако данная задача решается в результате обеспечения кинематики направляющих устройств, применения стабилизатора поперечной устойчивости, выбора геометрических параметров автомобиля и распределения масс. Наиболее подробно влияние элементов подвески, кинематики направляющих устройств и способов их крепления рассмотрено в книгах Й. Раймпеля [25, 30, 31].

Помимо того, с одной стороны, на плавность хода оказывают влияние шины, которые также обладают упругими и демпфирующими свойствами. Чем меньше жесткость шины, тем выше ее способность

поглощать нагрузки со стороны неровностей дороги. С другой стороны, при уменьшении жесткости шины возрастает сопротивление качению и снижаются сцепные свойства шины (подробнее рассмотрено в главе 1).

Большое значение при определении показателей подвески автомобиля имеет величина поддрессоренной и неподдрессоренных масс. Масса, сила тяжести которой приходится на упругие элементы подвески, называется **поддрессоренной**, остальные массы, расположенные между упругим элементом и опорной поверхностью дороги, относятся к **неподдрессоренным** (колеса, мосты).

Для независимых подвесок и зависимых подвесок ведомых мостов значение неподдрессоренных масс варьируется в пределах 50–90 кг, для ведущих мостов такое значение может достигать 140 кг. Для определения соотношения поддрессоренных m_{pi} и неподдрессоренных масс m_{ni} можно использовать формулы

$$m_{pi} = \frac{A_{mi} m_{ai}}{1 + A_{mi}},$$

$$m_{ni} = m_{ai} - m_{pi},$$

где A_{mi} — коэффициент, равный отношению поддрессоренной массы к неподдрессоренной для груженого автомобиля.

Значение коэффициента A_{mi} для легковых автомобилей варьируется в пределах 7–10 для передней оси и 4–6 для задней оси для снаряженного состояния; для полностью груженого автомобиля данный коэффициент следует принять на две единицы больше. Для грузовых автомобилей значение коэффициента A_{mi} для передней оси не зависит от загрузки и находится в пределах 3...5, для задней оси снаряженного автомобиля — 1,5...3,0 и автомобиля с полной загрузкой — 4,5...6,5.

На начальном этапе проектирования подвески определяют вертикальную жесткость подвески и кинематическую схему направляющих устройств подвески. Жесткость упругих элементов подвески приводится к одному колесу, что позволяет считать, что упругий элемент расположен в продольной плоскости колеса.

Парциальной системой называется колебательная система, обладающая одной частотой собственных колебаний. При рассмотрении систем поддрессирования используют одномассовые и двухмассовые парциальные системы. Простейшая одномассовая парциальная система

(рис. 9.2, а) рассматривает зависимость собственной частоты колебаний только от подрессоренной массы, ситуацию, когда шины не обладают упругим и демпфирующими свойствами.

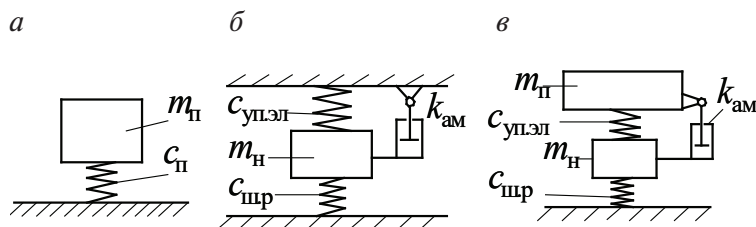


Рис. 9.2. Одномассовые (а) и двухмассовые парциальные системы подвески автомобиля (б, в)

Колебания неподрессоренных масс описываются моделью парциальной системы, приведенной на рис. 9.2, б, для которой необходимо учитывать жесткость шины $C_{\text{ш.р}}$ и ее повышение с ростом скорости движения.

Двухмассовая расчетная модель подвески приведена на рис. 9.2, в. Для данной модели показано, что значение собственной частоты колебаний зависит не только от подрессоренной массы $m_{\text{п}}$ и жесткости упругого элемента $C_{\text{р}}$, но и от жесткости шины $C_{\text{ш.р}}$ и параметров диссипативного элемента $k_{\text{ам}}$.

Приведенная масса двухмассовой парциальной системы вычисляется по формуле

$$m_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{п}} m_{\text{н}}}{m_{\text{п}} + m_{\text{н}}}.$$

На начальном этапе при определении параметров подвески необходимо задаться значением собственной частоты колебаний подрессоренных масс f_i . С учетом данных о влиянии вибраций на человека, приведенных в подглаве 9.2, и статистических данных при проектировании подвески для обеспечения высокой плавности хода необходимо стремиться достичь значения собственных частот подрессоренных масс для передней подвески 0,9–1,3 и для задней подвески 1,1–1,7.

На практике достижение рекомендуемых значений для подвесок со стальными упругими элементами затруднительно, особенно для задних подвесок, для которых возможно существенное изменение подрессоренной массы в снаряженном и загруженном состоянии.

Для одномассовой модели (см. рис. 9.2, а) соотношение жесткости упругих элементов подвески и собственной частоты колебаний можно рассчитать по формуле

$$f_i = 0,16 \sqrt{\frac{C_{pi}}{m_{ni}}}.$$

В таком случае жесткость упругих элементов может быть найдена по формуле

$$C_{pi} = 39,4 m_{ni} f_i^2.$$

Для двухмассовой модели (см. рис. 9.2, в) определение зависимости собственной частоты колебаний от жесткости упругих элементов и жесткости подвески проводится по формуле

$$f_i = 0,16 \sqrt{\frac{C_{pi}}{m_{ni} + \frac{C_{pi}}{k_{ш} C_{ш pi}} (m_{ni} + m_{hi})}},$$

где $k_{ш}$ — коэффициент, учитывающий повышение жесткости шины при увеличении скорости.

Для коэффициентов жесткости шин $C_{ш.р}$ и подвески C_p характерны следующие соотношения: легковые автомобили особо малого класса — $C_{ш.р}/C_p = 3...4$; малого и среднего класса — $7...10$; высшего класса — $10...20$; грузовые автомобили — $2,5...5$.

Для построения характеристики упругого элемента определяют его статическую деформацию по формуле

$$\Delta_{ст} = \frac{g}{39,4 f_{ni}^2}. \quad (9.1)$$

Немаловажным при проектировании подвески является определение параметров демпфирующего элемента. Основным показателем является коэффициент демпфирования $k_{ам}$, который представляет собой отношение силы сопротивления амортизатора $F_{ам}$ к скорости поршня $v_{пор}$:

$$k_{ам} = \frac{F_{ам}}{v_{пор}}. \quad (9.2)$$

Коэффициент демпфирования в выражении (9.2) должен приводиться к колесу через соотношение плеч между пятном контакта и точками крепления амортизатора, следовательно, необходимо иметь представление о компоновке подвески и расположении направляющих

устройств. Помимо этого используется коэффициент относительного демпфирования кузова, который рассчитывается по формуле

$$D_1 = \frac{k_{ам} \sqrt{C_{pi} m_{пкi}}}{2},$$

где $m_{пкi}$ — поддрессоренная масса, приходящаяся на одно колесо.

Вычисленные по приведенным формулам значения параметров подвески C_{pi} , $k_{амi}$, D_1 следует принимать как предварительные, подлежащие в дальнейшем оптимизации.

Поскольку параметры подвески должны быть приведены к колесу через передаточное отношение направляющих устройств подвески, которое изменяется на различных ходах подвески, то следующим этапом является выявление закономерности изменения передаточного числа от параметров кинематики подвески. Данный вопрос наиболее подробно разобран в [25].

9.4. Упругая характеристика подвески

Упругую характеристику подвески получают экспериментально при нагружении и разгрузке. Вследствие гистерезисных потерь на трение ветвь нагружения подвески и ветвь ее разгрузки различаются, поэтому в качестве характеристики принимают среднюю линию между полученными кривыми.

Различают линейные и нелинейные упругие характеристики. Линейной характеристикой обладает цилиндрическая пружина с одинаковым количеством витков. Нелинейные характеристики предпочтительны, поскольку позволяют получить большие значения сил при меньших ходах. Такие подвески, как правило, становятся жестче на ходах сжатия и мягче на ходах отбоя. На современных автомобилях применяют пружины с различным шагом витка, бочкообразные пружины, которые позволяют получить нелинейные характеристики (рис. 9.3).

Наиболее предпочтительными характеристиками обладают пневматические подвески с переменным давлением в баллонах, однако такие системы менее надежны, имеют сложную конструкцию и высокую стоимость обслуживания, поэтому применяются на автомобилях высокого ценового сегмента.

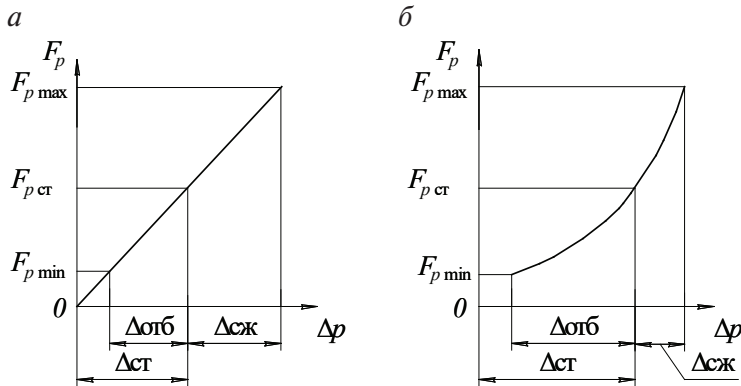


Рис. 9.3. Линейная (а) и нелинейная (б) характеристики подвески

Рассмотрим вариант построения упругой характеристики линейного упругого элемента (рис. 9.4). Определив статический ход подвески из формулы (9.1), можно задаться ходами сжатия и отбоя. Полученный статический ход подвески легкового автомобиля может быть значительно больше, чем требуется, поэтому начало координат не совпадает с нулевой отметкой по оси деформации (хода) подвески.

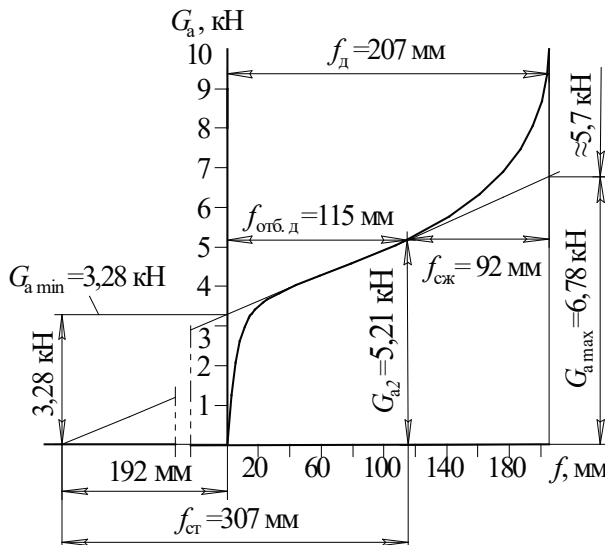


Рис. 9.4. Линейная упругая характеристика подвески

Ход сжатия равен перемещению колеса от статического положения до верхнего ограничителя хода подвески. Ход сжатия должен быть

не менее 55 мм для передней оси и не менее 60 мм для задней, после чего необходимо предусмотреть 30 мм для работы ограничителя хода (буфера сжатия). Чем больше ход, заложенный на буфер сжатия, тем более плавная его работа и менее вероятен пробой подвески. Буферы, как правило, представляют собой неметаллические элементы с нелинейной упругостью, поэтому данный участок кривой должен соединять плавной линией значение силы в конце хода сжатия и со значением максимальной силы, которую воспринимает подвеска.

Ход отбоя — перемещение оси колеса от положения статического равновесия автомобиля до нижнего ограничителя, а при его отсутствии — до полного освобождения упругого элемента. Ход отбоя, как правило, принимается больше, чем ход сжатия, — не менее 65 мм для передней оси, не менее 70 мм для задней оси. Между началом координат и началом хода отбоя следует предусмотреть 10–30 мм на работу буфера отбоя.

Полный ход подвески равен сумме ходов сжатия, отбоя и ходов ограничителей:

$$\Delta_{\text{п}} = \Delta_{\text{сж}} + \Delta_{\text{отб}} + \Delta_{\text{буф}}.$$

Полный ход подвески легкового автомобиля может находиться в пределах 150...300 мм, для грузовых автомобилей ход передней подвески составляет 160...220 мм, задней — 200...240 мм.

Отношение максимального усилия упругого элемента $F_{p \max}$ к статическому усилию $F_{p \text{ст}}$ называют коэффициентом поглощающей способности подвески:

$$k_{\text{п.с}} = \frac{F_{p \max}}{F_{p \text{ст}}}.$$

Методики расчета нелинейных упругих характеристик зависят от типа пневматического элемента и возможности изменения давления, наиболее полно особенности расчета и построения таких характеристик изложены в [25].

Задания для самостоятельной работы к главе 9

1. На рис. 9.5 приведен ряд принципиальных схем размещения упругих элементов в подвеске автомобиля, используемых в расчетах при анализе колебаний автомобиля. Найти выражение, определяю-

щее величину приведенного коэффициента жесткости C_n для изображенных на рисунке упругих систем. Подсчитать приведенный коэффициент жесткости C_n , если известно, что $C_1 = 35 \text{ кг/см}$, $C_2 = 50 \text{ кг/см}$, $a = 2,5 \text{ см}$, $b = 50 \text{ см}$.

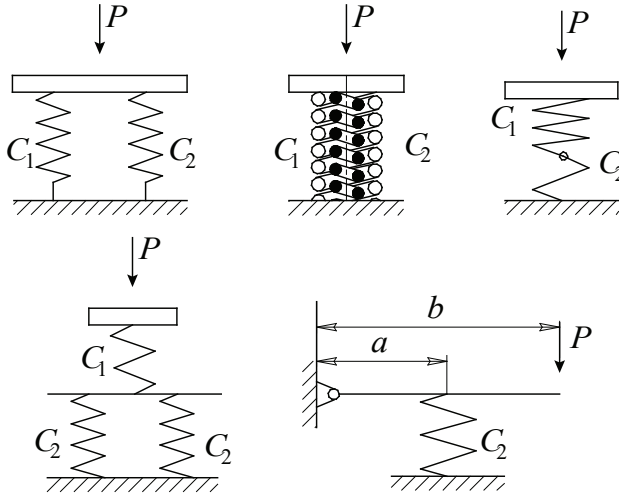


Рис. 9.5. Принципиальные схемы размещения упругих элементов

2. Масса подвешена на пружине. Во сколько раз изменятся ее максимальные ускорения при неизменной амплитуде колебаний, если: а) частота колебаний уменьшится в два раза; б) жесткость пружины уменьшится в два раза?

3. Грузовой автомобиль имеет следующие конструктивные параметры передней подвески: подрессоренная масса 3970 кг; непрорессоренная масса 700 кг; жесткости подвески 510 кН/м, шин 1600 кН/м. Колебания подрессоренной массы на передней и задней подвесках происходят независимо друг от друга. Рассчитать парциальные частоты колебаний.

4. Колебательная система с двумя степенями свободы имеет следующие параметры: подрессоренная масса 3150 кг; непрорессоренная масса 600 кг; жесткости рессор 170 кН/м, шин 2000 кН/м; коэффициент сопротивления амортизаторов 14 кН·с/м; характеристики рессор и амортизаторов линейные. Найти с учетом связи собственные частоты колебаний и коэффициенты затухания колебаний подрессоренной и непрорессоренной масс.

Список библиографических ссылок

1. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля : учебник для вузов. — СПб. : БХВ-Петербург, 2006. — 478 с. : ил.
2. Акулова А. А., Строганов Ю. Н. Основы конструкции автомобилей : учеб. пособие / под общ. ред. канд. техн. наук, доц. Ю. Н. Строганова. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2017. — 168 с.
3. Хусаинов А. Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб. пособие. — Ульяновск : УлГТУ, 2011. — 109 с.
4. Genta G., Morello L. The Automotive Chassis. Volume 1 : Components Design. — S. l. : Springer Science+Business Media B. V., 2009. — 633 p.
5. Евграфов А. Н. Аэродинамика автомобиля. — М. : Изд-во МГИУ, 2010. — 356 с.
6. New technologies improving aerodynamic properties of freight vehicles / T. Skrucany, S. Semanova, S. Milojević and A. Ašonja // Applied Engineering Letters. — 2019. — Vol 4 (2). — P. 48–54.
7. ГОСТ 33987–2016. Транспортные средства колесные. Массы и размеры. Технические требования и методы определения (с поправками). — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200145826> (дата обращения: 13.05.2020). — Текст: электронный.
8. ГОСТ Р 52051–2003. Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения. — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200032017> (дата обращения: 30.04.2020). — Текст : электронный.
9. Постановление Правительства РФ от 15.04.2011 N 272 «Об утверждении Правил перевозок грузов автомобильным транспортом». — URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_113363/ (дата обращения: 20.04.2020). — Текст: электронный.
10. ПАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод): официальный сайт. — Ярославль. — URL: <https://www.ymzmotor.ru/catalog/dvigateli/ymz-530/ymz-534/euro-4/ymz-5344/> (дата обращения: 15.05.2020). — Текст. Изображение: электронные.

11. Lechner G. Naunheimer H. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Incollab. with Joachim Ryborz. — Berlin ; Heidelberg ; New York ; Barselona ; Hong Kong ; Milan ; Paris ; Singapore ; Tokyo : Springer,1999.
12. ГОСТ 22576–90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200010007/> (дата обращения: 30.04.2020). — Текст: электронный.
13. ГОСТ Р 52280–2004. Автомобили грузовые. Общие технические требования. — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200038809/> (дата обращения: 07.04.2020). — Текст: электронный.
14. Баженов Е. Е. Теория автомобиля и трактора : учеб. пособие / науч. ред. Ю. И. Багин ; Урал. гос. техн. ун-т — УПИ. — Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2000. — 125 с.
15. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин : учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М. : Машиностроение, 1990. — 352 с.
16. ГОСТ Р 54810–2011. Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. — URL: [http://docs.cntd.ru/document/gost-r-54810–2011](http://docs.cntd.ru/document/gost-r-54810-2011) (дата обращения: 10.04.2020). — Текст: электронный.
17. ГОСТ 33997–2016. Колесные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки (с поправкой). — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200146241> (дата обращения: 30.03.2020). — Текст: электронный.
18. Правила ЕЭК ООН N 13 (пересмотр 8). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения. — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200113145> (дата обращения: 11.04.2020). — Текст: электронный.
19. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость : монография. — М. : Машиностроение, 1971. — 416 с.
20. Маркина А. А., Чепкасов С. Н., Бережная М. А. Исследование кинематики полноуправляемого легкового автомобиля // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. — 2019. — 16 (5). — С. 580–591.
21. Морозов С. А. К вопросу о повышении устойчивости легковых автомобилей малого класса с всеколесным рулевым управлени-

- ем // Журнал автомобильных инженеров. — 2009. — № 4(57). — С. 26–29.
22. Олещицкий С. В., Дремов А. Б. Полноуправляемые автомобили // Будущее науки — 2018 : сборник научных статей 6-й Международной молодежной научной конференции. В 4 т. / ответ. ред. А. А. Горохов. — Курск : Университетская книга, 2018. — С. 217–220.
23. Sundar S., Sudarsanan T., Krishnan R. Review of Design and Fabrication of four wheel Steering system//International Journal of Recent Trends in Engineering & Research (IJRTER). — 2018. — Vol. 04, is. 10. — P. 1034–1049.
24. Pilisiewicz J., Kaczyński R. Geometric analysis of maneuverability performance for vehicles with two steering axles//TRANSPORT PROBLEMS. — 2017. — Vol. 12, is. 2. — P. 43–52. DOI: 10.20858/tp.2017.12.2.5
25. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Элементы подвески / пер. с нем. А. Л. Карпухина ; под ред. Г. Г. Гридасова. — М. : Машиностроение, 1987. — 288 с.
26. ГОСТ 31507–2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200097619> (дата обращения: 17.04.2020). — Текст: электронный.
27. Правила ЕЭК ООН N 79 (пересмотр 4). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении оборудования рулевого управления. — URL: <https://www.unesce.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2017/R079r3r.pdf> (дата обращения: 20.04.2020). — Текст: электронный.
28. ГОСТ 12.1.012–2004. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования. — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200059881> (дата обращения: 27.04.2020). — Текст: электронный.
29. ГОСТ 31191.1–2004 (ИСО 2631–1:1997). Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. — URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200060904> (дата обращения: 25.04.2020). — Текст: электронный.

30. Раймпель Й. Шасси автомобиля / сокр. пер. 1-го тома 4-го нем. изд. В. П. Агапова ; под ред. И. Н. Зверева — М. : Машиностроение, 1983. — 356 с.
31. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / пер. с нем. В. П. Агапова ; под ред. О. Д. Златовратского. — М. : Машиностроение, 1986. — 320 с.

Ответы на задания для самостоятельной работы

Глава 1: 1) 0,308 м; 0,503 м; 0,607 м; 2) 5,1 %, 0 %; 3) 3,84; 4) 2,027 кН; 5) 0,59 м; 6) движения не будет, т. к. крутящий момент больше реализуемого по сцеплению момента.

Глава 2: 1) 1,3 кН; 2) 1,55; 3) 2,78 и 4,63; 4) 32,67 кН, 74,06 кН; 5) 36,8 кН.

Глава 3: 1) 132,5 кВт; 2) 3,09; 3) 2226 об/мин; 4) 3,54 кН; 5) 37,1 кВт, 28,5 кВт.

Глава 4: 1) результатом является построенная характеристика; 2) 0,028 и 0,044; 3) 0,017 и 0,033; 4) $1,52 \text{ м/с}^2$; 5) 0,054; 6) $17,9^\circ$.

Глава 5: 1) 35,79 л/100 км; 2) 9,92 л/100 км; 3) 22 %; 4) 39,7 л; 5) 34,7 кг/ч; 209,2 г/(т·км); 75,3 кг/100 км.

Глава 6: 1) 1130 кг; 2) 41,4 кН·м; 3) 17,8 м; 4) $11^\circ 19'$; $21^\circ 48'$; $30^\circ 58'$; $38^\circ 40'$; 5) 89,9 м.

Глава 7: 1) 0,35 м; 2) 2654 Н, 4749 Н, 78,6 %; 3) 0,013 рад/с; 4) избыточная, недостаточная.

Глава 8: 1) 32 м и 0,13; 2) 25,4 м/с; 3) возможно; 4) 9,53 м и 1,27; 5) 681 Н·м.

Глава 9: 1) 7 Н/м, 8,5 Н/м, 2,06 Н/м; 2,59 Н/м, 1,25 Н/м; 2) 4, 2; 3) 11,33 рад/с; 549 рад/с; 9,82 рад/с; 55,19 рад/с; 15,4 %, 0,53 %; 4) 6,88 рад/с; 58,2 рад/с; 1,92 Гц; 12 Гц.

Приложение 1

Пример исходных данных к выполнению курсовой работы

Общие характеристики ГАЗ Вепрь 330811	
Колесная формула	4×4
Число мест, включая водителя, чел.	11
Колесная база, мм	3 770
Дорожный просвет, мм	315
Габаритные размеры, мм	6 250×2 340×2 570
Снаряженная масса, кг	4 065
Максимальная скорость, км/ч	140
Двигатель	
Модель двигателя	Д-245.7
Тип двигателя	Дизельный, с турбонаддувом и промежуточным охлаждением
Число цилиндров	4
Рабочий объем двигателя, л.	4,75
Мощность двигателя, л. с. (кВт) при об/мин	117,2 (86)/2400
Максимальный крутящий момент, Н·м при об/мин	423/1300
Коробка передач	
Тип коробки передач	Механическая 5-ступенчатая, полностью синхронизированная
Раздаточная коробка	Механическая двухходовая, с прямой и понижающей передачами, с приводом на обе оси
Передаточные числа коробки передач прототипа	6,55; 3,93; 2,376; 1,422; 1
Передаточное число главной передачи	5,55
Передаточные числа раздаточной коробки передач	1,8; 1,0
Колеса и шины	
Размер шин	Пневматические, радиальные, размером 12.00 R18 модели КИ-115 А
Коэффициент сопротивления качению f*: — сухой асфальт — мокрый грунт	0,007 0,025

Минимальный удельный расход топлива g_{\min} , г/(кВт·ч)	230
Плотность топлива ρ , кг/м ³	0,85
Время: — реакции водителя t_p , с — задержки t_z , с — нарастания давления в системе t_n , с — оттормаживания $t_{от}$, с	0,7 0,2 0,4 0,2

* Коэффициенты приведены для примера, не являются ориентиром для выполнения курсовой работы, поскольку должны быть выбраны студентом с учетом конструкции транспортного средства и условий эксплуатации.

Приложение 2

Общие требования к выполнению курсовой работы

Общие положения

Основными вопросами, рассматриваемыми в курсе, являются:

- определение эффективной мощности двигателя и его характеристик;
- определение тягово-скоростных свойств;
- определение основных параметров автомобиля;
- нахождение характеристик топливной экономичности;
- определение тормозных свойств автомобиля.

Графическая часть проекта выполняется на трех листах формата A1 и включает в себя:

- кинематическую схему трансмиссии проектируемого транспортного средства;
- лист, иллюстрирующий тягово-динамические характеристики и характеристики двигателя;
- лист, иллюстрирующий характеристики разгона и структуру мощности автомобиля;
- лист, иллюстрирующий характеристики топливной экономичности, тормозных свойств.

Курсовая работа должна быть актуальной, реализуемой и экономически обоснованной, кроме того, в качестве прототипа должен быть выбран автомобиль, выпускаемый в настоящее время.

Расчеты и пояснения к работе объединяются в расчетно-пояснительную записку.

Содержание расчетно-пояснительной записки

Пояснительная записка должна включать:

1. Задание на курсовой проект установленного образца (проект без подписей студентов и руководителя к защите не допускается).
2. Содержание.
3. Введение.
4. Список обозначений.
5. Анализ и обоснование выбора прототипа.

6. Исходные данные к выполнению курсовой работы:
 - построение тягово-динамической характеристики;
 - расчет потребной мощности двигателя;
 - выбор двигателя и его характеристики;
 - расчет передаточных чисел трансмиссии;
 - построение тягово-скоростной характеристики.
7. Построение и расчет характеристик разгона:
 - построение характеристики ускорений;
 - построение характеристик разгона.
8. Мощностный баланс автомобиля.
9. Построение и расчет характеристик топливной экономичности:
 - построение топливной характеристики установившегося движения;
 - построение топливно-экономической характеристики.
10. Построение и расчет характеристик торможения:
 - построение тормозной диаграммы;
 - расчет коэффициента распределения тормозных моментов.
11. Заключение.
12. Библиографический список.

В разделе «Введение» необходимо обозначить цели и задачи курсовой работы, какие результаты должны быть достигнуты в процессе ее выполнения, для каких условий эксплуатации проектируется ТС. Необходимо обосновать актуальность выбранной тематики и установить, какие конструктивные изменения (совершенствования) предполагаются по полученным расчетам. Объем данного раздела должен быть в пределах 1–3 страниц.

В разделе «Анализ и обоснование выбора прототипа» необходимо рассмотреть несколько автомобилей конкурентов российского и зарубежного производства, сравнить их преимущества и недостатки с точки зрения эксплуатационных свойств и один из них принять за прототип. Объем раздела в пределах 2–3 страниц.

Исходные данные к выполнению курсовой работы должны быть сведены в таблицу и содержать все данные, взятые из справочной литературы, а не полученные расчетным путем. В дальнейшем во всех главах при использовании данных в расчетах должна быть сделана ссылка на таблицу исходных данных.

Дальнейшие разделы выполняются согласно указанной структуре с использованием методических указаний (прил. 3). Особое внимание стоит уделить поиску справочных данных (различных коэффициентов), стараясь использовать в расчетах наиболее свежую информацию, поскольку развитие автомобилестроения не стоит на месте.

Требования к оформлению

Наименование структурных элементов документа «РЕФЕРАТ», «СОДЕРЖАНИЕ», «ВВЕДЕНИЕ», «ЗАКЛЮЧЕНИЕ», «СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ», «ПРИЛОЖЕНИЯ» служат заголовками и пишутся прописными буквами с абзацного отступа без точки в конце и на новой странице.

Основную часть текстового документа следует разделить на разделы, подразделы и пункты.

Разделы пишутся прописными буквами с абзацного отступа и с новой страницы. В заголовках разделов, подразделов, пунктах, подпунктах, табличных и подрисуночных заголовках не допускаются переносы слов. Точка после заголовков не ставится. Если заголовок содержит два предложения, то между ними ставится точка.

Не допускается писать заголовок на одном листе, а текст на другом.

В конце текстового документа после основной части указывают список использованных источников, выполнение списка и ссылки на него необходимо оформить в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5–2008 СИБИД.

Общие требования к оформлению расчетно-пояснительной записки должны соответствовать ГОСТ 2.105–95 «Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам».

Графическая часть проекта должна быть выполнена в соответствии с ГОСТ 2.701–84 «Единая система конструкторской документации. Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению».

Пояснительная записка должна быть выполнена объемом не менее 30 страниц печатного текста, шрифтом TimesNewRoman, 14-м кеглем с одинарным интервалом или 12-м кеглем полуторным интервалом, выравнивание текста по ширине, отступ 1,25 без интервалов между абзацами.

Выбор темы курсовой работы

Предполагается использование новейших достижений отечественной и зарубежной науки. Тема курсовой работы определяется студентом самостоятельно, после чего она утверждается научным руководителем.

Основными требованиями при выборе темы являются:

- осознание актуальности избранной темы, т. е. понимание ее значения для совершенствования функциональности транспортного средства;
- возможность повышения своей профессиональной компетентности (теоретических знаний, научно-исследовательских умений и навыков), уровня профессионализма в ходе подготовки работы;
- возможность введения элементов новизны, оригинальности в методическую базу и перспективности разработки.

В названии курсовой работы необходимо указать класс или модель автомобиля, для которого производится расчет эксплуатационных свойств.

Варианты тем:

- «Расчет эксплуатационных свойств легкового автомобиля 3-го класса»;
- «Расчет эксплуатационных свойств автомобиля КамАЗ-4310»;
- «Расчет эксплуатационных свойств трактора тягового класса 3»;
- «Расчет эксплуатационных свойств мотоцикла полной массой 250 кг».

Кроме указания класса или модели прототипа во введении необходимо раскрыть назначение транспортного средства, какие эксплуатационные свойства предлагается рассчитать и почему. Следовательно, во введении РПЗ должны быть изложены предполагаемые условия эксплуатации, включающие типы дорожного покрытия, преодолеваемые препятствия, климатические условия эксплуатации и т. д.

Методические указания к выполнению курсовой работы

1. *Определение потребной мощности*

Потребная мощность двигателя определяется (см. подглаву 3.2) по формуле (3.2).

Определение касательной силы тяги и слагаемых, входящих в формулу ее определения, подробно рассмотрено в главе 2 настоящего пособия. Ниже приведем краткую методику данного определения.

Касательная сила тяги находится из уравнения тягового баланса

$$F_k = F_f + F_h + F_j + F_w + F_{кр}, \quad (1)^*$$

где F_f — сила сопротивления качению, определяемая по формуле

$$F_f = m_n g f \cos \alpha; \quad (2)$$

F_h — сила сопротивления подъему с углом α ,

$$F_h = m_n g \sin \alpha; \quad (3)$$

F_j — сила инерции поступательно движущихся масс или сопротивление разгону,

$$F_j = m_n j_a \delta_{пм}; \quad (4)$$

F_w — сила сопротивления воздушной среды,

$$F_w = k_w A_{л} v^2; \quad (5)$$

$F_{кр}$ — сила сопротивления от буксирования прицепа, складывается из сил суммарного дорожного сопротивления и сопротивления воздушной среды прицепа, определяемая по аналогичным формулам.

Коэффициент обтекаемости и сопротивления воздуха выбирается по таблице на с. 52. Также можно принять приблизительное значение коэффициента, если не представляется возможным найти значение для прототипа. Решающим фактором выбора должна быть схожесть

* Нумерация формул в прил. 3 соответствует нумерации формул в курсовой работе.

формы кузова. В источнике [5] подробно рассмотрено влияние формы кузова на сопротивление воздуха.

При выполнении учебных проектов важно понимать вклад каждого слагаемого касательной силы тяги (выражение (3.3)) на различных скоростях. Для этого в курсовой работе необходимо провести расчет потребной мощности для четырех режимов.

1. Режим максимальной скорости. Для данного расчетного режима принимаем, что автомобиль без нагрузки (снаряженная масса) движется с максимальной скоростью по хорошей асфальтобетонной горизонтальной поверхности ($P_{k1}, N_{дв1}$).

2. Режим максимального дорожного сопротивления. Для данного режима считаем, что полностью груженный автомобиль движется по наиболее плохому дорожному покрытию, которое может встречаться в стационарных эксплуатационных режимах, при уклоне дороги не более 30 % со скоростью 20–25 % от максимальной ($P_{k2}, N_{дв2}$).

3. Режим максимального ускорения. Режим рассчитывается для обеспечения возможности быстрых обгонов и высоких показателей разгона. Автомобиль без нагрузки движется с максимальной интенсивностью разгона на высшей передаче по хорошей горизонтальной поверхности дороги со скоростью, соответствующей скорости переключения на высшую передачу ($P_{k3}, N_{дв3}$).

4. Средний режим. Для данного расчетного режима выбирается скорость, наиболее вероятная для эксплуатации данного транспортного средства, средняя нагрузка, удовлетворительное асфальтобетонное покрытие с небольшим уклоном и может учитываться ускорение ($P_{k4}, N_{дв4}$).

Для расчета 3-го режима интенсивность разгона выбирают исходя из типа автомобиля:

легковые	0,8–1,2
грузовые.....	0,3–0,5
автобусы	0,4–0,8
автопоезда	0,2–0,5

По каждому режиму проводится расчет касательной силы тяги по формуле (3.3). Полученную касательную силу тяги проверяют по условию реализации сцепления

$$F_{k \max} \leq F_{\phi}, \quad (6)$$

где F_{ϕ} — максимально реализуемая сцепная сила.

$$F_{\phi} = G_{\text{сц}} \phi, \quad (7)$$

где $G_{\text{сц}}$ — сцепной вес автомобиля.

Если максимальная сила по расчетам выше, чем сила сцепления, то мощность рассчитывают исходя из условия сцепления колес с дорогой:

$$F_{k \max} = F_{\phi}. \quad (8)$$

Если максимальная сила тяги не превышает максимальной касательной силы, реализуемой по условиям сцепления, по каждому режиму рассчитывается потребная мощность и выбирается режим с максимальной мощностью:

$$N_{e \text{ потр}} = \max(N_{\text{дв1}}, N_{\text{дв2}}, N_{\text{дв3}}, N_{\text{дв4}}). \quad (9)$$

Для легковых автомобилей и магистральных тягачей максимальная мощность, как правило, соответствует режиму движения с максимальной скоростью, для автомобилей повышенной проходимости максимальная мощность достигается во втором режиме, максимальная мощность в режиме разгона может быть для спортивных и гоночных автомобилей.

После определения окончательного значения потребной мощности двигателя $N_{\text{дв}}$ приступают к выбору двигателя, выбирается *не менее 3 различных двигателей*, подходящих по условию потребной мощности:

$$N_{\text{дв}} \geq N_{\text{дв.потр}}. \quad (10)$$

Двигатели могут быть различного производства, но выпускаться по сегодняшний день, основной задачей является удовлетворение потребной мощности. В пояснительной записке в качестве вывода к подглаве 1.1 приводится сравнение подходящих по мощности двигателей, обоснование выбора одного из них, его технические характеристики.

Параметры	Марка двигателя 1	Марка двигателя 2	Марка двигателя 3
1	2	3	4
Мощность, кВт			
Обороты при максимальной мощности			
Максимальный момент, Н·м			
Обороты при максимальном моменте			

1	2	3	4
Коэффициент приспособляемости по моменту			
Минимальный удельный расход топлива двигателя, г/(кВт·ч)			

2. Построение внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания

Для построения дальнейших характеристик необходимо использовать внешнескоростную характеристику двигателя. Для достижения более точных результатов предпочтительно использовать внешнескоростную характеристику из паспорта двигателя.

Используя характеристику и вычислив масштабный коэффициент, необходимо сформировать таблицу со значениями основных величин.

n , об/мин	N_e , кВт	g_e , г/(кВт·ч)	G_T , кг/ч	M_e , Н·м
800	xxx	xxx	xxx	xxx
1000	xxx	xxx	xxx	xxx
1200	xxx	xxx	xxx	xxx
...
2200	xxx	xxx	xxx	xxx

В том случае, когда найти характеристику для выбранного двигателя не представляется возможным, внешнюю скоростную характеристику строят по формулам Лейдермана, используя методику, описанную в подглаве 3.2.

Помимо мощности и крутящего момента, необходимо построить кривые удельного и часового расхода топлива двигателя. Методика расчета данных параметров изложена в главе 5.

С помощью приведенных формул производится расчет мощности, момента, удельного и часового расхода топлива в диапазоне рабочих оборотов двигателя, заполняется таблица и строится характеристика, график которой выносится на один из листов графической части и приводится в подглаве 1.2 пояснительной записки.

Далее проводится расчет передаточных чисел трансмиссии по методике, описанной в подглаве 3.4. Метод расчета промежуточных передаточных чисел в коробке переключения передач зависит от назначения и типа автомобиля. Для грузовых автомобилей и легковых

полноприводных автомобилей повышенной проходимости необходимо использовать метод геометрической прогрессии. Для легковых автомобилей с переднеприводной или классической компоновкой следует использовать метод гармонического ряда.

Результаты расчетов сводятся в таблицу:

u_0	$u_{кп1}$...	$u_{кпв}$
...

3. Расчет оценочных показателей и характеристик тягово-скоростных свойств

При расчете тягово-скоростных свойств автомобиля в курсовой работе необходимо для каждой передачи рассчитать значение линейной скорости автомобиля, соответствующей оборотам двигателя от минимальных до максимальных.

Количество и значение промежуточных точек величины оборотов двигателя рекомендуется принимать равным значениям, взятым для построения внешней скоростной характеристики двигателя.

Затем из выражений (4.1) и (4.2) находят значения касательной и свободной силы тяги, а из выражения (4.3) — значения динамического фактора для автомобиля с полной загрузкой.

По результатам расчетов составляют следующую таблицу.

n , об/мин	M_e , Н·м	v_a , км/ч	F_k , Н	F_w , Н	F_a , Н	D_a
1-я передача						
n_{\min}
...
n_{\max}
2-я передача						
n_{\min}
...
n_{\max}
n -я передача						
n_{\min}
...
n_{\max}

На основании данной таблицы строят тягово-динамическую характеристику автомобиля с указанием характерных точек и критических скоростей передач. Используя выражение (4.5) определяют динами-

ческий фактор по сцеплению. Данное значение наносят на тягово-динамическую характеристику в виде прямой линии.

Для курсовых работ, претендующих на отличную оценку, необходимо построение динамического паспорта автомобиля вместо тягово-динамической характеристики. Подробное описание расчета и построения динамического паспорта изложено в подглаве 4.2.

Для оценки скоростных свойств автомобиля строится характеристика ускорений. Количество и значение промежуточных точек для определения ускорений должно соответствовать количеству точек, принятых для расчета динамической характеристики. Ускорение определяется по формулам (4.8), (4.9). Результаты расчетов должны быть проанализированы и сведены в таблицу:

n , об/мин	Me , Н·м	v_a , км/ч	j_ϕ , м/с ²	D_a	j_a , м/с ²
1-я передача					
n_{\min}
...
n_{\max}
2-я передача					
n_{\min}
...
n_{\max}
n -я передача					
n_{\min}
...
n_{\max}

Из полученного графика ускорений определяются значения скоростей, при которых происходит переключение передач. Далее, с учетом выражений (4.10) — (4.16) рассчитывают время разгона и путь разгона на каждой передаче, а также общее значение времени и пути разгона. Результаты расчета заносятся в таблицу.

Номер передачи	Диапазон скоростей	Δv_i , м/с	$j_{срi}$, м/с ²	Δt_i , с	ΔS_i , м
1-я передача	От v_{\min} до $v_{к1}$
...
n -я передача	От $v_{кn-1}$ до v_{\max}

Далее, по результатам расчета строятся характеристики «разгон — выбег» ($v = f(t)$ и $v = f(S)$). Необходимо обратить внимание на то, что падение скорости при переключении передач одинаковы по времени и величине падения скорости.

4. Расчет оценочных показателей и характеристик топливной экономичности

В рамках оценки топливной экономичности автомобиля в курсовой работе необходимо построить топливную характеристику установившегося движения, отметив на ней расход топлива при движении на заданных скоростях, и топливно-экономическую характеристику.

Расчет топливной характеристики начинается с определения наиболее вероятного режима эксплуатации (80 % времени) транспортного средства:

- коэффициент сопротивления качения;
- угол подъема;
- интенсивность разгона;
- масса автомобиля.

Для выбранного режима эксплуатации рассчитывается удельная нагрузка двигателя по формуле (5.2), определение значения слагаемых, входящих в данное выражение, приведено в подглаве 4.3.

Следует обратить внимание, что расчет ведется для каждой передачи, поэтому необходимо учесть отличие скорости и величин, входящих в данную формулу от построения мощностного баланса. Необходимо привести расчет всех составляющих, входящих в формулу расчета потребной мощности двигателя, а результаты расчета привести в табличном виде.

Далее определяют изменение удельного расхода топлива двигателем на каждой передаче в зависимости от оборотов и нагрузки двигателя по формуле (5.5). Значение коэффициентов k_E и $k_{\text{и}}$ от значений И и Е подбирается по номограммам (см. рис. 5.4), с учетом выражений (5.6), (5.7).

Далее из выражения (5.7) определяют значение среднего путевого расхода топлива на каждой передаче, результаты расчета сводятся в таблицу по каждой передаче и строится график зависимости путевого расхода топлива от скорости автомобиля.

Результаты расчета среднего путевого расхода топлива на каждой передаче

1-я передача									
n , об/мин									
V , м/с									
V , км/ч									
$N_{в.о}$									
$N_{тр}$									
N_f									
N_h									
N_w									
$N_{д.н}$									
E									
I									
K_E									
K_I									
g_d									
Q_s									

На графике отмечают диапазоны устойчивых скоростей для заданных условий эксплуатации на каждой передаче трансмиссии. Затем последовательно отмечают минимальные возможные значения Q_s при увеличении скорости от минимальной до максимальной с интервалом 10 км/ч. Отмеченные точки, соединенные плавной линией, будут представлять собой *топливную характеристику установившегося движения*.

Топливоно-экономическая характеристика строится по аналогичной методике с учетом выражения (5.8). Предварительно для двух высших передач по тягово-динамической характеристике (динамическому паспорту автомобиля) выбираются по три режима эксплуатации для двух высших передач.

Каждый режим характеризуется значением коэффициента суммарного дорожного сопротивления, и должен быть расписан тип дорожного покрытия и уклон дороги. Выбранное значение коэффициента суммарного дорожного сопротивления не должно превышать тяговых возможностей автомобиля на данной передаче.

5. Расчет оценочных показателей тормозных свойств

В рамках курсовой работы при расчете и оценке тормозных свойств необходимо построить тормозную диаграмму и определить показате-

ли эффективности тормозной системы для условий, соответствующих проведению испытаний типа 0.

В соответствии с рекомендациями, приведенными в подглаве 6.2, выбирают временные интервалы реакции водителя и срабатывания тормозного привода. Начальная скорость торможения выбирается исходя из категории транспортного средства по [18].

По формуле (6.3) вычисляют максимальное замедление автомобиля по условиям сцепления. По формуле (6.5) определяют значение скорости автомобиля в момент начала движения с установившимся замедлением, после чего, используя выражение (6.4), находят время движения с установившимся замедлением. По полученным результатам строят тормозную диаграмму в выбранном масштабе.

Также необходимо рассчитать тормозной и остановочный путь, полученные данные сравнить с регламентируемыми значениями и сделать вывод об эффективности тормозной системы.

Учебное издание

Маркина Анастасия Александровна,
Давыдова Виктория Витальевна

**ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ
КОЛЕСНЫХ МАШИН**

Редактор И. В. Коршунова
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 14.05.2021. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 17,4.
Уч.-изд. л. 12,2. Тираж 30 экз. Заказ 15.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>



МАРКИНА АНАСТАСИЯ АЛЕКСАНДРОВНА

Окончила кафедру «Автомобили и тракторы» УрФУ по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». Стаж педагогической деятельности составляет 9 лет, с 2018 года является доцентом кафедры подъемно-транспортных машин и роботов УрФУ. Сфера научных интересов связана с исследованием эксплуатационных свойств автомобилей с точки зрения повышения их безопасности и экологичности. Результаты работы регулярно представляются на российских и зарубежных конференциях. Автор имеет более 20 научных работ, из них 9 работ, индексируемых в международных базах Scopus и WOS.

ДАВЫДОВА ВИКТОРИЯ ВИТАЛЬЕВНА

Ассистент кафедры «Подъемно-транспортные машины и роботы». Окончила Уральскую государственную сельскохозяйственную академию по специальности «Бухгалтерский учет, анализ и аудит» и курсы профессиональной переподготовки по программе «Эксплуатация и ремонт транспортно-технологических машин и комплексов».

Награждена почетной грамотой СПО Союза машиностроителей России, почетной грамотой УрФУ.